

福 井 大 学 審 査
学位論文〔博士（工学）〕

電源喪失時における使用済燃料ピットの
水温と水位の予測に関する研究

平成 25 年 3 月

柳 千裕

目 次

第 1 章 序 論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 水温上昇と水位低下に関する過去の研究	4
1.3 蒸発熱伝達相関式に関する過去の研究	4
1.4 本研究の目的と方法	5
1.5 本論文の構成	6
参考文献	7
第 2 章 崩壊熱の予測方法	9
2.1 はじめに	9
2.2 崩壊熱計算の方法と条件	9
2.3 崩壊熱計算の妥当性確認	10
2.4 既存の崩壊熱計算式との比較	12
2.5 まとめ	16
参考文献	17
第 3 章 蒸発熱流束の予測方法	18
3.1 はじめに	18
3.2 強制対流蒸発実験条件の選定	18
3.2.1 水温	19
3.2.2 空気流速	19
3.2.3 水流速	24
3.2.4 実験条件の選定結果	26
3.3 強制対流蒸発伝熱量の測定	27
3.3.1 実験装置と実験方法	27
3.3.2 実験条件	31
3.3.3 熱流束の測定結果	32
3.4 強制対流空気への蒸発熱流束の相関式	34
3.4.1 熱伝達と物質伝達との相似則	34
3.4.2 伝熱面長さの影響を含まない蒸発熱流束の相関式	37
3.4.3 各種相関式との比較	40
3.5 自然対流空気への蒸発熱流束の相関式	43
3.6 まとめ	45
参考文献	46

第 4 章	ピット水の 3 次元熱流動解析	47
4.1	はじめに	47
4.2	計算モデルと計算方法	47
4.3	ピット水の流速分布と水温分布	51
4.4	崩壊熱の影響	59
4.5	ピット水温解析の検証	61
4.6	考察	64
4.7	まとめ	69
	参考文献	70
第 5 章	一領域計算モデルによる水温と水位の予測	71
5.1	はじめに	71
5.2	計算モデル	72
5.2.1	水温の計算方法	72
5.2.2	水位の計算方法	77
5.3	浄化冷却設備停止時の水温予測の検証	78
5.3.1	3 次元計算との比較	78
5.3.2	測定値との比較	84
5.4	全交流電源喪失時の水温と水位の予測と検証	87
5.4.1	崩壊熱の影響	87
5.4.2	福島第一原子力発電所における測定値を用いた検証	91
(a)	4 号機プール	93
(b)	3 号機プール	99
(c)	2 号機プール	103
5.5	放射伝熱の影響	109
5.5.1	放射伝熱を考慮した水温と水位の予測	109
5.5.2	福島第一原子力発電所における測定値を用いた計算	111
(a)	4 号機プール	111
(b)	3 号機プール	116
(c)	2 号機プール	119
5.5.3	放射伝熱の影響に関する考察	120
5.6	本予測手法の効果と精度に関する考察	123
5.6.1	本予測手法の効果	123
5.6.2	本予測手法の精度	126
5.6.3	予測精度への影響因子	131
(a)	水圧の影響	131

(b) 自然循環流量の影響	134
5.6.4 本予測手法の課題	137
5.7 まとめ	138
参考文献	140
第 6 章 結 論	141
6.1 総括的結論	141
6.2 今後の課題	143
論文目録	144
謝辞	145

主な使用記号

A_{ws}	SFP 水面の面積	[m ²]
Cp_w	水の比熱	[kJ/(kg・K)]
D	空気中における蒸気の拡散係数	[m ² /s]
Gr	グラスホフ数	[-]
g	重力加速度	[m/s ²]
H_w	水位	[m]
$H_{w,0}$	初期水位	[m]
h	熱伝達率	[kW/(m ² ・K)]
h_D	空気中における蒸気の物質伝達率	[m/s]
h_{fg}	蒸発潜熱	[kJ/kg]
l	伝熱面代表長さ	[m]
M_w	水の質量	[kg]
Nu	ヌセルト数	[-]
P	系の圧力	(= 0.10 MPa)
Pr	プラントル数	[-]
P_{S0}	水面における飽和蒸気分圧	[MPa]
$P_{S\infty}$	バルク空気中の蒸気分圧	[MPa]
Q'_a	建屋内空気の熱量	[kJ]
Q_C	水からコンクリートへの伝熱量	[kW]
Q_D	崩壊熱	[kW]
Q_E	水面から空気への蒸発熱伝達量	[kW]
Q_{out}	建屋外への放熱量	[kW]
Q_R	水面からの放射伝熱量	[kW]
q_E	蒸発熱流束	[kW/m ²]
q_R	放射熱流束	[kW/m ²]
Sc	シュミット数	[-]
Sh	シャーウッド数	[-]
T_a	建屋内空気の温度	[°C]
T_b	建屋の壁面表面温度	[°C]
T_c	コンクリート壁面温度	[°C]
T_{out}	外気温度	[°C]
T_w	平均水温	[°C]
$T_{w,in}$	注水の水温	[°C]
T_{ws}	水面温度	[°C]
$T_{w,0}$	初期水温	[°C]
t	時間	[s]
U_a	空気流速	[m/s]
V_a	建屋容積	[m ³]
$V_{w,0}$	初期の水体積	[m ³]
Z	SFP 底面からの高さ	[m]

β	水の熱膨張率	[1/K]
ε	放射率	[-]
λ_w	水の熱伝導率	[kW/(m・K)]
ρ_a	空気密度	[kg/m ³]
ρ_w	水密度	[kg/m ³]
σ	ステファン-ボルツマン係数	[kW/(m ² ・K ⁴)]
ν	水の動粘性係数	[m ² /s]

添字

a	without heat loss
m	measured data

略称

AESJ	Atomic Energy Society of Japan	日本原子力学会
ANS	American Nuclear Society	米国原子力学会
BWR	boiling water reactor	沸騰水型原子炉
CFD	computational fluid dynamics	数値流体力学
PWR	pressurized water reactor	加圧水型原子炉
SFP	spent fuel pit (PWR の場合)	使用済燃料ピット
	spent fuel pool (BWR の場合)	使用済燃料プール
1F2		福島第一原子力発電所 2 号機
1F3		福島第一原子力発電所 3 号機
1F4		福島第一原子力発電所 4 号機

第1章 序 論

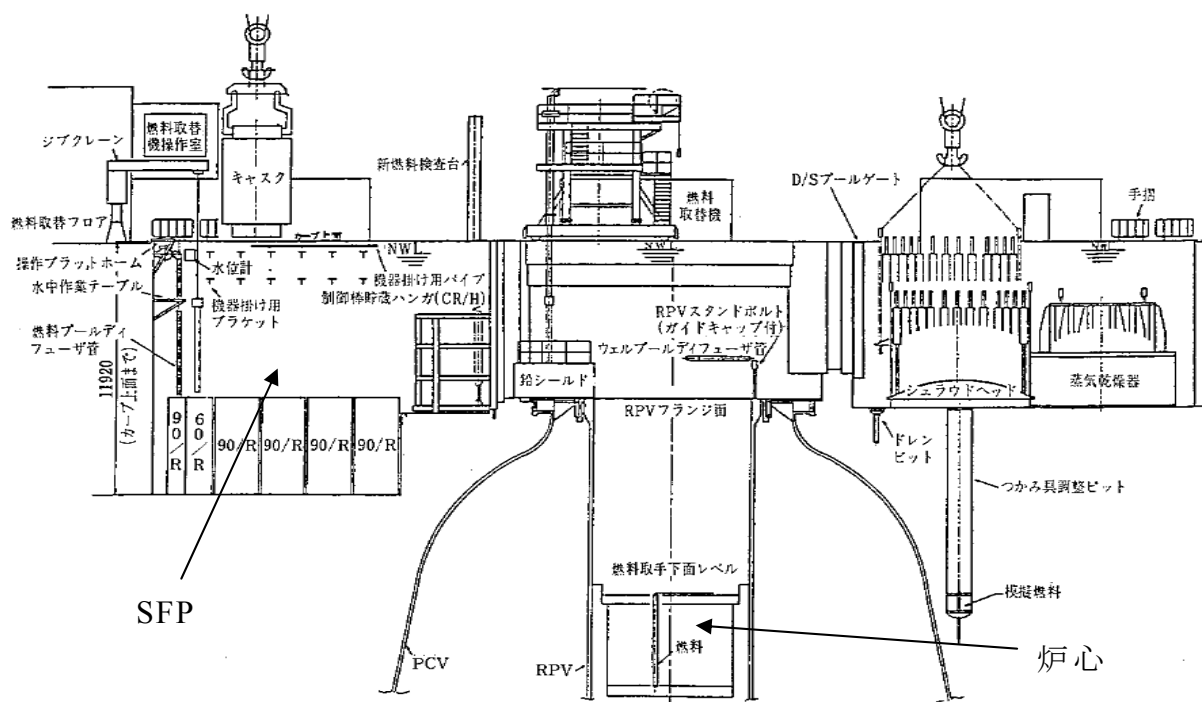
1.1 研究の背景

原子炉内で核分裂による発熱で発電に利用された原子燃料（以下、「照射済燃料集合体」と呼ぶ）は、再処理施設への搬出もしくは、再度の原子炉内への装荷までの間、原子力発電プラントの使用済燃料ピット（加圧水型原子力発電所（PWR）における名称、沸騰水型原子力発電所（BWR）では使用済燃料プールと呼ぶ、いずれも SFP と略す）に一時的に保管される。図 1.1 にこの BWR プラントおよび PWR プラントにおける SFP 関連施設の概略図⁽¹⁾を示す。使用済燃料集合体を含む全ての原子燃料集合体の原子炉－SFP 間の移動はすべて水中でなされる。BWR の SFP は原子炉建屋内の最上階にあり、燃料交換時にはゲートを設けた水路を介して炉心と SFP が接続される。PWR プラントでは、炉心のある原子炉建屋とは別の燃料取扱建屋内に SFP が設けられている。BWR および PWR プラントの SFP の水深はいずれも約 12 m である。

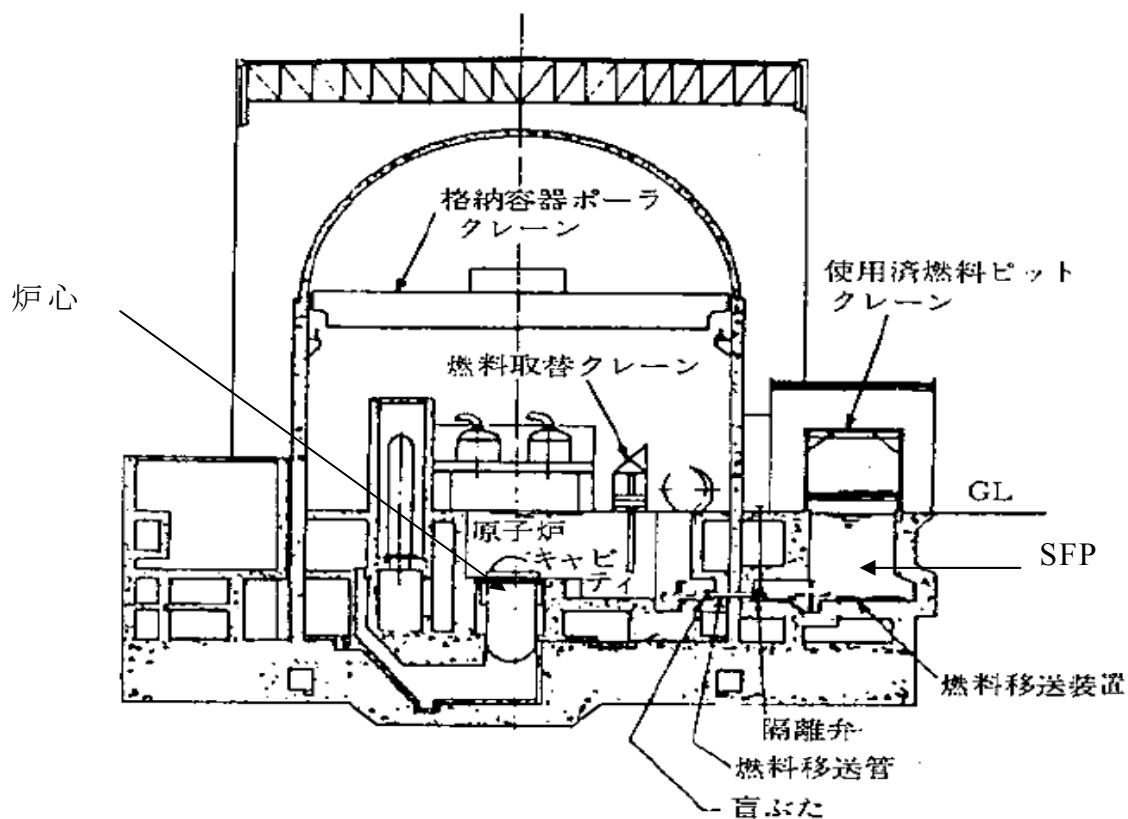
SFP の概念図を図 1.2 に示す。SFP のレイアウトと寸法はそれぞれの原子炉で異なる。使用済燃料ラックの高さは約 4.5 m でピットの水深は放射線遮蔽の観点から約 12 m（ラック上端からは約 7 m）である。幅は施設規模により異なるが約 10～20 m である。換気空気流れ方向の長さは約 10 m である。ピットの内面はステンレス鋼板で全面内張りされている。

この照射済燃料集合体から崩壊熱を除去してピット水温を低く維持するために、通常 2 系統の浄化冷却設備が設けられている。この浄化冷却設備は、外部からの交流電源供給により運転されている。また、ピット水面の上方に空気流（エアカーテン）を形成する換気空調系が設けられており、水面からのエアロゾル粒子の拡散を防止することと、使用済燃料建屋を大気圧より低い圧力に維持し、放射性物質の屋外への拡散を防ぐ役目を担っている。この換気空調系は、通常時には外部電源で運転されるが、非常用電源でも運転できる電源構成になっている。これにより、外部からの交流電源喪失時には浄化冷却設備は停止するが、換気空調系は全交流電源喪失時にしか停止しない。

第1章 序 論



(a) 燃料プールの概略図 (BWR)



(b) 燃料取扱設備の概略図 (PWR)

図 1.1 SFP 関連施設の概略図⁽¹⁾

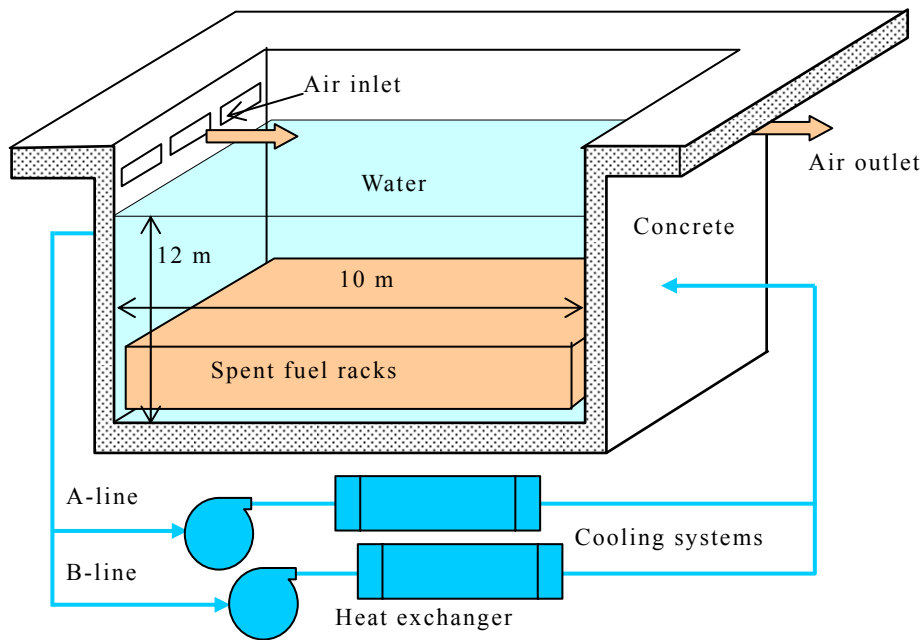


図 1.2 SFP の概念図

浄化冷却設備の保守点検などに伴う停止時には、ピット水温上昇およびピット水温が上限値に達するまでの時間を評価することが重要になる。実機では浄化冷却設備の保守点検に際し、浄化冷却設備が2系統とも停止した場合に備えて、保安規定に定める上限値（65℃）に達するまでの時間評価を行い、この時間内に終了するよう作業計画が作成される。しかし、この評価では実測値とのかい離が大きく、浄化冷却設備の点検や補修時間の十分な確保に困難を生じる場合がある。点検や補修時間の確保は設備信頼性を維持する上で重要である。このため浄化冷却設備停止時の水温上昇を適切に予測する手法の開発が求められている。一方、全交流電源喪失時のSFPの水温と水位についての議論はあまりなされていない。それは、長期間の全交流電源喪失事象は想定されていなかったこと、および放射線遮蔽のために照射済燃料集合体上部に大量の水が存在することから、ピット水温上昇率とピット水位低下率が小さいためである。しかし、福島第一原子力発電所の事故以降、非常用電源を含む全交流電源喪失時の対応として、ピット水温のほかピット水位の低下の予測を行ない、事故時マニュアルに反映することが求められるようになった。

SFPにおける放熱と水温および水位の時間変化を評価する際の最も重要な不確かさは、発熱源である崩壊熱の計算とピット水面から空気流への蒸発熱伝達の計算である。

崩壊熱は、米国原子力学会による相関式である米国原子力学会 ANS-5.1-1973⁽²⁾ や日本原子力学会 (AESJ) によって推奨されている相関⁽³⁾ が原子炉安全解析で一般的に使用されている。Way-Wigner 相関式⁽⁴⁾ も、長期間冷却された照射済燃

料集合体の崩壊熱予測に使用されている。しかし、これらの相関式は、原子炉運転時間と原子炉停止後の冷却時間の関数として、炉出力に対する崩壊熱比を導き出すが、燃料の仕様の影響は考慮されていない。照射済燃料集合体の崩壊熱を精度よく予測するためには、燃料の仕様の影響を取り入れることが望ましい。

ピット水から換気空調系による空気流への放熱を計算するには、実機におけるピット水温を包含する水温 20～65℃の範囲で利用できる強制対流空気流れに対する蒸発熱流束の相関式が必要である。また、全交流電源喪失時にはピット水から建屋内空気への放熱を計算するために、水温 100℃まで利用できる自然対流空気流れに対する蒸発熱流束の相関式が必要になる。

1.2 水温上昇と水位低下に関する過去の研究

SFP では、通常、 γ 線遮蔽のために照射済燃料集合体ラック上端の約 7 m 上方に水位があり多量の冷却水を保有している。このため、浄化冷却設備停止時の水温上昇と水位低下は緩慢であり、これらの具体的な評価結果の報告例は極めて少ない。米国原子力規制委員会 (USNRC) では、原子力発電所の廃炉期間中の SFP の事故リスクについて報告⁽⁵⁾ がなされている。この報告では、全交流電源喪失時の照射済燃料集合体の空気中への露出までの時間と露出時に燃料損傷が生じない冷却年数を評価しているが、後者の燃料健全性評価に重点があり、断熱条件で水位低下を計算している。ここで断熱条件とは、ピット周囲のコンクリートへの伝熱と水面からの蒸発伝熱 (放熱) を考慮せず、崩壊熱が冷却水への蓄熱もしくは飽和温度到達後の沸騰熱に等しいと近似することである。放熱条件と断熱条件では水温の予測値が大きく異なる場合がある。

1.3 蒸発熱伝達相関式に関する過去の研究

強制対流空気流れに対する蒸発熱流束については、一般的な海洋モデルでは、海面から大気への熱伝達を計算する際に蒸発熱流束相関式^{(6)~(9)} が使用されている。これらの相関式は、空気流速の適用範囲が高く (2.5 m/s 以上) 水温の適用範囲が低いことから、浄化冷却設備停止時における空気流速～2 m/s、水温～65℃におけるピット水温計算には使用できない。このため浄化冷却設備停止時のピット水温計算は断熱条件で行われている。一方、自然対流空気流れに対する蒸発熱流束については、Fujii ら⁽¹⁰⁾ は 100℃以上の蒸発と凝縮の熱伝達相関式を提案しているが、高温実験であり伝熱面積が小さいことから全交流電源喪失時に対するピット水温計算への適用性は明らかでない。

1.4 本研究の目的と方法

浄化冷却設備停止時における水温の予測値と実測値とのかい離の原因の一つとして断熱計算をしていることが挙げられる．そこで従来の実機予測では考慮していない放熱の影響を加味した評価方法の確立を目指すこととした．また，福島第一原子力発電所の事故以降，非常用電源を含む全交流電源喪失時の対応として，ピット水温のほかピット水位の低下予測が求められるようになった．そこで長期間の全交流電源喪失事象も本研究の範囲に含めることとした．

このような背景から本研究の目的は，SFPの浄化冷却設備停止時や換気空調系停止時の，ピット水温上昇とピット水位低下を適切にかつ簡便に予測できる手法を開発することである．第1.1節で述べたように，SFPにおける水温と水位の時間変化を評価する際の最も重要な不確かさは発熱源である崩壊熱の予測手法とピット水面から空気流への蒸発熱伝達の予測手法である．

崩壊熱の予測については，精度向上を目的として，燃料の仕様を考慮できる燃焼計算ソフトウェアである ORIGEN 2.2⁽¹¹⁾ を用いて崩壊熱を計算し，燃料の仕様に応じて崩壊熱を簡易に計算できるテーブルを整備した．蒸発熱伝達の予測については，強制対流空気流れに対して信州大学にて蒸発伝熱実験⁽¹²⁾ ⁽¹³⁾ を行ない熱流束の相関式を導出するとともに，自然対流空気流れに対しては熱伝達と物質伝達との相似則⁽¹⁴⁾ を用いることとした．整備した崩壊熱テーブルに基づく崩壊熱と導出した強制対流空気流れに対する蒸発熱流束の相関式を用いて，浄化冷却設備停止時におけるピット水温上昇の3次元計算を行ない，測定値と比較，検証した．3次元計算の結果，ピット水温はほぼ一様であったことから一領域計算モデルによる水温上昇と水位低下の予測システムを開発し，浄化冷却設備停止時に対しては3次元計算および測定値との比較により検証し，全交流電源喪失時に対しては福島第一原子力発電所における測定値⁽¹⁵⁾ を用いて検証した．

1.5 本論文の構成

本論文は 6 つの章から構成される．以下に各章の概要をまとめる．

第 1 章では、浄化冷却設備停止時もしくは全交流電源喪失時における SFP の水温と水位の予測に対する研究の背景、過去の研究について調査した結果を記し、研究課題を明らかにして本研究の目的と実施方法を記した．

第 2 章では、複数の燃料種別に対し、燃焼計算ソフトウェア ORIGEN 2.2⁽¹¹⁾ と日本の評価済核データファイルである JENDL 3.3⁽¹⁶⁾ に基づく ORIGEN 2 のための核断面積ライブラリセット⁽¹⁷⁾ を用いて、照射済燃料集合体の崩壊熱を計算して崩壊熱テーブルを整備し、燃料の仕様と冷却期間に応じて簡便に崩壊熱を計算できるようにした．

第 3 章では、まず換気空気の 3 次元流れ解析を行ない、蒸発伝熱実験における空気流速の条件を選定し、共同研究として信州大学で伝熱量測定⁽¹²⁾⁽¹³⁾ を行った．この結果から強制対流空気流れに対する蒸発熱流束の相関式を導出し、その相関式の実機条件への適用性について考察を行った．自然対流空気流れに対する蒸発熱流束については、自然対流乱流熱伝達⁽¹⁸⁾ と物質伝達との相似則⁽¹⁴⁾ を用いて相関式を導出し考察を行った．

第 4 章では、第 3 章で導出した蒸発熱流束相関式と 3 次元流れ解析による代表空気流速を用いて、ピット水の 3 次元熱流動解析を行ない、浄化冷却設備停止時における崩壊熱の影響を評価した．さらに第 2 章で整備した崩壊熱テーブルによる崩壊熱予測値を用いて、浄化冷却設備停止時におけるピット水温変化の検証解析を行った．

第 5 章では、ピット水の 3 次元熱流動解析結果に基づいて一領域計算モデルを作成し、浄化冷却設備停止時に対するピット水温の予測システムを開発するとともに、このシステムを全交流電源喪失時に対する水位予測に拡張した．浄化冷却設備停止時の一領域計算モデルによる解析水温は、3 次元熱流動解析結果および測定値との比較を行った．全交流電源喪失時の解析結果は、福島第一原子力発電所における測定値⁽¹⁵⁾ を用いて検証を行った．この検証結果から自然対流空気流れに対する蒸発熱流束について考察した．また、ピット寸法が水温予測に与える影響、崩壊熱予測の従来法と本手法との比較による本手法の効果について検討するとともに、その予測精度について検討を行ない、この一領域計算モデルの制約と適用限界を整理した．

第 6 章では、本論文の総括的結論および今後の課題をまとめた．

参考文献

- (1) 財団法人 原子力安全研究協会, 軽水炉発電所のあらまし (昭和 59 年 10 月), pp.82-106.
- (2) American Nuclear Society, *Decay Energy Release Rates Following Shutdown of Uranium-Cooled Thermal Reactors*, ANS-5.1-1973 (1973).
- (3) Research Advisory Committee for Reactor Decay Heat Standard, *Nuclear reactor decay heat and its recommendation value*, Atomic Energy Society of Japan (AESJ) (1989).
- (4) K. Way and E. P. Wigner, “The Rate of Decay of Fission Products”, *Physical Review*, Vol. 73, (1948), pp. 1318-1330.
- (5) T. E. Collins and G. Hubbard, *Technical Study of Spent Fuel Pool Accident Risk at Decommissioning Nuclear Power Plants*, NUREG-1738, U.S. Nuclear Regulatory Commission (USNRC), (2001).
- (6) J. Kondo, “Air-Sea Bulk Temperature Coefficients in Diabatic Conditions”, *Boundary-Layer Methodology*, Vol. 9 (1975), pp. 91-112.
- (7) W. G. Large and S. Pond, “Sensible and Latent Heat Flux Measurements over the Ocean”, *Journal of Physical Oceanography*, Vol. 12 (1982), pp. 464-482.
- (8) B. K. Kara, P. A. Rochford and H. E. Hurlburt, “Efficient and Accurate Bulk Parameterization of Air-Sea Fluxes for Use in General Circulation Models”, *Journal of Atmospheric and Ocean Technology*, Vol. 17 (2000), pp. 1421-1438.
- (9) 石川一郎, 辻野博之, 平原幹俊, 中野英之, 安田珠幾, 石崎廣, “気象研究所共用海洋モデル (MRI.COM) 解説”, 技術報告第 47 号, 気象研究所 (2005), pp. 101-109.
- (10) T. Fujii, Y. Kataoka and M. Murase, “Evaporation and Condensation Heat Transfer in a Suppression Chamber of the Water Wall Type Passive Containment Cooling System”, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 33, No. 5 (1996), pp. 374-380.
- (11) S. B. Ludwig and A. G. Croff, *Revision to ORIGEN2 – Version 2.2*, Transmittal memo of CCC-0371/17, Oak Ridge National Laboratory (2002).
- (12) 池内飛鳥, 海老原豊, 小泉安郎, 村瀬道雄, “温水から空気への蒸発を伴う熱伝達に関する研究”, 日本機械学会北陸信越学生会第 39 回学生員卒業研究発表講演会, No. 712 (2010).
- (13) Y. Koizumi, Y. Ebihara, T. Hirota and M. Murase, “Evaporation Heat Transfer of Hot Water from Horizontal Free Surface”, *Proceedings of The 14th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics*, Toronto, Canada, September 25-30 (2011), NURETH14-39 [CD-ROM].
- (14) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 (改訂第 4 版), 日本機械学会 (1986), pp. 114-117.
- (15) 東京電力(株), 福島第一原子力発電所 東北地方太平洋沖地震に伴う原子炉施設への影響について(平成 23 年 9 月).
- (16) K. Shibata, T. Kawano, T. Nakagawa, O. Iwamoto, J. Katakura, T. Fukahori, S. Chiba, A. Hasegawa, T. Murata, H. Matsunobu, T. Ohsawa, Y. Nakajima, T. Yoshida, A. Zukeran, M. Kawai, M. Baba, M. Ishikawa, T. Asami, T. Watanabe, Y. Watanabe, M. Igashira, N. Yamamuro, H. Kitazawa, N. Yamano and H. Takano, “Japanese Evaluated Nuclear Data Library Version 3 Revision-3: JENDL-3.3”, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 39, No.11 (2002), pp. 1125-1136.
- (17) J. Katakura, M. Kataoka, K. Suyama, T. Jin, S. Ohki, *A Set of ORIGEN2 Cross*

第1章 序 論

Section Libraries Based on JENDL3.3 Library: ORLIBJ33, JAERI-Data/Code 2004-015, Japan Atomic Energy Research Institute (2004).

- (18) 日本機械学会編，伝熱工学資料（改訂第4版），日本機械学会（1986），pp. 68-70.

第2章 崩壊熱の予測方法

2.1 はじめに

SFP では、発熱源である崩壊熱自体は計器等を用いて監視されておらず、発熱量を計算できる計測も行われていない。したがって第1章で述べたように、崩壊熱の計算は SFP における放熱と水温を評価する際の最も重要な不確かさの1つである。本章では、この崩壊熱の評価について述べる。

崩壊熱は、米国原子力学会 (ANS) による相関式である ANS-5.1-1973⁽¹⁾ や日本原子力学会 (AESJ) によって推奨されている相関⁽²⁾ が原子炉安全解析で一般的に使用されている。Way-Wigner 相関式⁽³⁾ も、長期間冷却された照射済燃料集合体の崩壊熱予測に使用されている。しかし、これらの相関式は、原子炉運転時間と原子炉停止時の冷却時間の関数として、炉出力に対する崩壊熱比を導き出すが、燃料の仕様の影響は考慮されていない。照射済燃料集合体の崩壊熱を精度よく予測するためには、燃料の仕様の影響を取り入れることが望ましい。

そこで、本研究では燃料の仕様を考慮できる燃焼計算ソフトウェアである ORIGEN 2.2⁽⁴⁾ を用いて崩壊熱の計算を行った。

2.2 崩壊熱計算の方法と条件

通常、計画された運転期間が終了すれば原子炉にある照射済燃料集合体は全て原子炉から SFP に移動される。PWR では、この原子炉から取り出された照射済燃料集合体のうち約 2/3 は再度原子炉に装荷されるが、残り約 1/3 は原子炉に装荷されることなく SFP で長期間冷却される (BWR では約 3/4 が再度原子炉に装荷、約 1/4 が SFP で長期間冷却)。また SFP には、直近の運転期間より前に原子炉から取り出された照射済燃料集合体も保管されている。したがって SFP 中の照射済燃料集合体は、2 種類に分類することができる。一つは直近の原子炉の運転停止から比較的短期間経過後に取出した崩壊熱の大きい照射済燃料集合体であり、もう一つは SFP 内で長時間冷却された崩壊熱の小さい照射済燃料集合体である。

ORIGEN 2.2 の入力データは、初期の燃料の核種組成と照射履歴である。これらを用いて時刻毎に生成される核種組成が計算される。次に計算された核種から放出される中性子や γ 線および崩壊熱が計算される。核種のデータについては、日本の評価済核データファイルである JENDL 3.3⁽⁵⁾ に基づく ORIGEN 2 用核断面積ライブラリ⁽⁶⁾ を利用した。計算条件は、加圧水型原子炉 (PWR) 用のウラン燃料集合体で、最大燃焼度は3サイクルで 48 GWd/t または 55 GWd/t とした。

停止した炉心の崩壊熱は、運転期間 3 ヶ月、6 ヶ月、13 ヶ月および最大燃焼度に達する運転期間 (燃料集合体の種類と一次冷却系統の数により約 14.5 ヶ月、約 15 ヶ月、約 16.3 ヶ月、約 18.3 ヶ月) で計算し、運転期間および原子炉停止後の冷却時間をパラメータとして崩壊熱テーブルを作成した。運転期間をパラメー

タの一つとしたのは計画外停止で照射済燃料集合体を原子炉から SFP に移動する場合に対応するためである。

長期間冷却後の照射済燃料集合体の崩壊熱は、最大燃焼度まで燃焼したものとして原子炉停止後から計算し、崩壊熱テーブルは原子炉停止後の時間の関数として作成した。SFP 内に貯蔵されている照射済燃料集合体のデータから、この作成した崩壊熱テーブルを用いて、それぞれの照射済燃料集合体の崩壊熱を補間計算できるようにした。

2.3 崩壊熱計算の妥当性確認

ORIGEN 2.2 の出力データのうち、中性子束を用いて計算の妥当性確認を行った。典型的な 4 ループの PWR 用炉心における燃焼度と中性子束 (個/($\text{cm}^2 \cdot \text{s}$)) の関係を図 2.1 に示す。図中の月数は、運転期間である。燃焼度が増加するに伴い、照射済燃料からの中性子束は増加する。これは、核反応により生成された核種の増加に伴うものである。一方、運転期間の大小により、同じ燃焼度で中性子束が影響を受けていないかの確認を行った結果、どの運転期間でも燃焼度と中性子束とは同じ関係を形成しており、中性子束が運転期間の大小により変動していないことを確認した。

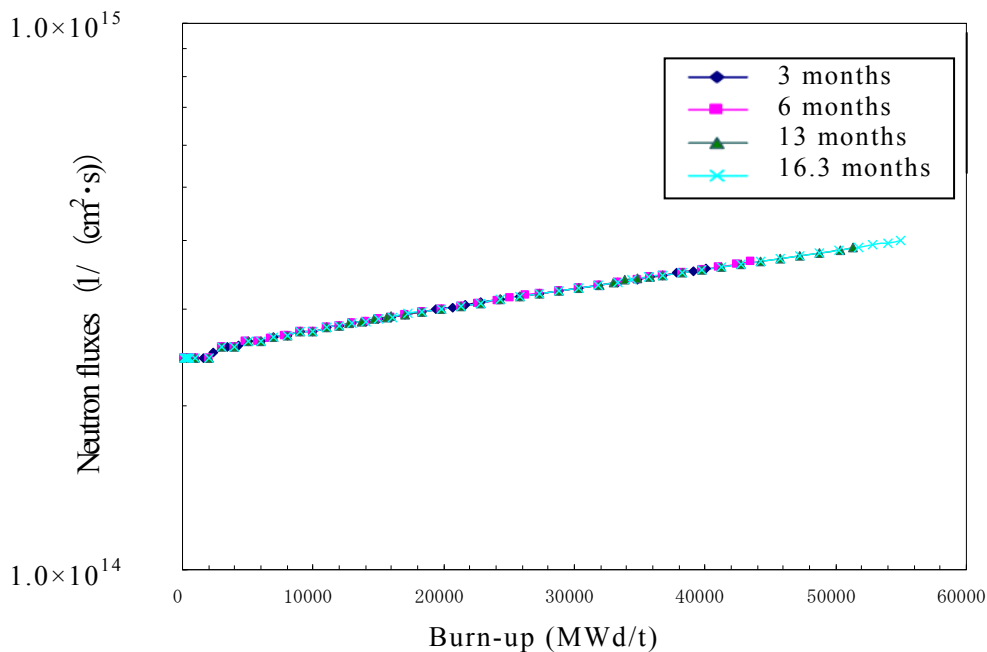
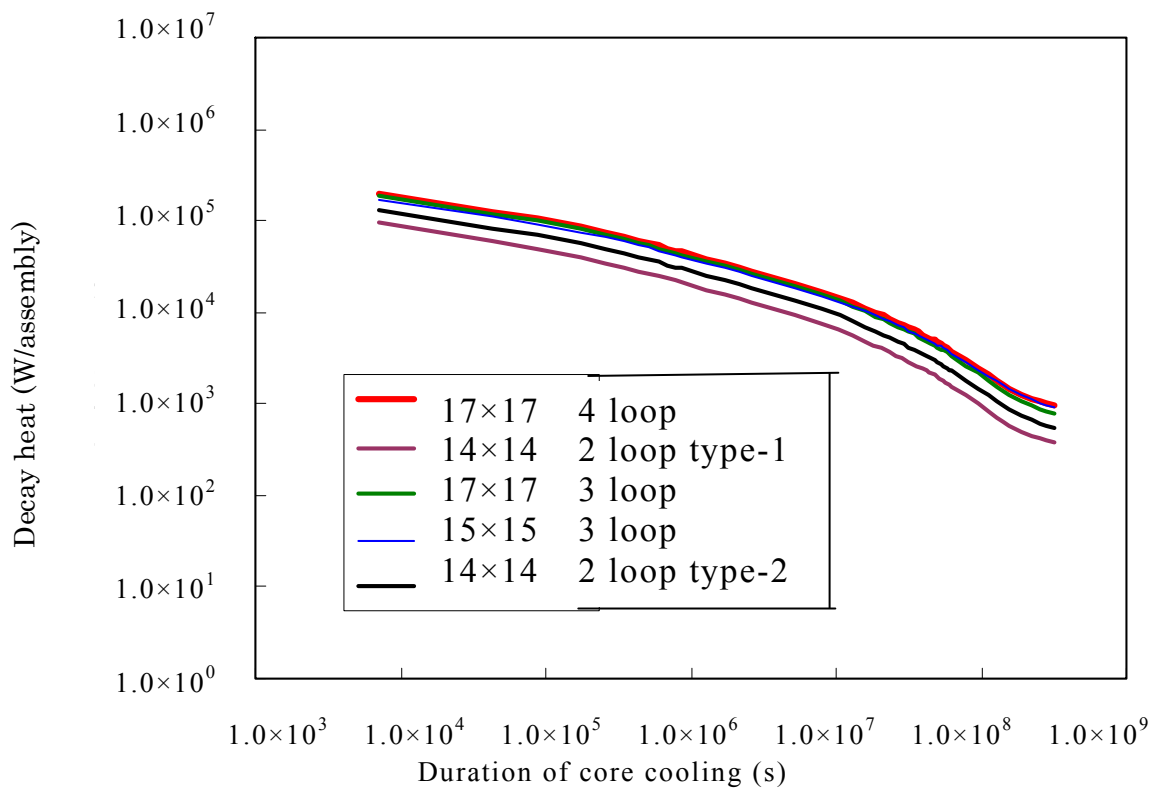


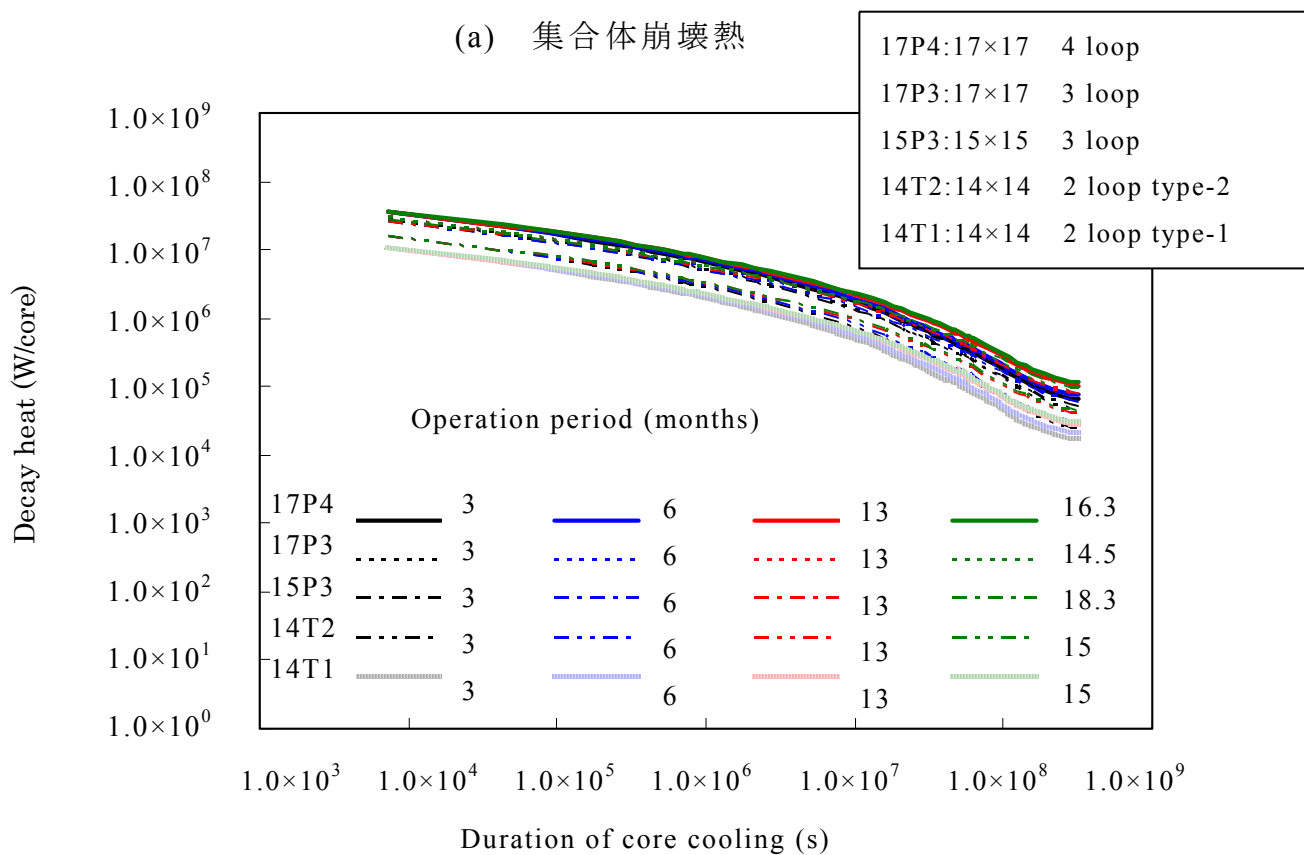
図2.1 中性子束の燃焼度依存性

次に崩壊熱と冷却期間の関係を図2.2 に示す。図中の「17×17」の表記は、燃料集合体の種類を示しており、「loop」とは一次冷却系統の数を示す。5種類の炉心の運転期間により、崩壊熱の減衰が大幅に変動しないか確認を行った結果、各ケースにおいて、一様な減衰曲線を示していることを確認した。

第2章 崩壊熱の予測方法



(a) 集合体崩壊熱



(b) 炉心崩壊熱

図2.2 崩壊熱の冷却期間依存性

2.4 既存の崩壊熱計算式との比較

ORIGEN 2.2 の計算結果と Way-Wigner の式, ANS-5.1-1973 崩壊熱データに使用されている Shure の working curve, および AESJ による原子炉の崩壊熱とその推奨値を比較した.

①Way-Wigner の式⁽³⁾

$$\frac{P(T,t)}{P_0} = C \left[t^{-0.2} - (t+T)^{-0.2} \right] \quad (2.1)$$

ここで,

$P(T,t)$: 崩壊熱(MW)

P_0 : 定格熱出力(MW)

T : 運転期間(s)

t : 原子炉停止後の冷却期間 (s)

C : 定数 (燃料集合体の種類による固有の値で, ある発電所では 0.062 が使用されており, 一般的に $C = 0.00032843E_r$ (E_r : 核分裂エネルギー (MeV)) で表現される

②Shure の working curve⁽¹⁾

ANS-5.1-1973 で使用されている Shure の working curve を以下に示す.

$$\frac{P(\infty,t)}{P_0} = 1.2At^{-a} \quad (2.2)$$

ここで,

$P(\infty,t)$: 無限時間照射の崩壊熱 (MW)

A, a : 定数

運転期間 T における崩壊熱は以下の式で表される.

$$\frac{P(T,t)}{P_0} = \frac{P(\infty,t)}{P_0} - \frac{P(\infty,T+t)}{P_0} \quad (2.3)$$

t (s)	$0 < t < 10$	$10 < t < 150$	$150 < t < 4 \times 10^6$	$4 \times 10^6 < t < 2 \times 10^8$
A	0.0603	0.0766	0.13	0.266
a	0.0639	0.181	0.283	0.335

③AESJ による原子炉の崩壊熱と推奨値⁽²⁾

AESJ による原子炉の崩壊熱とその推奨値に示されている計算式を以下に示す.

$$\frac{P(T,t)}{P_0} = G(t) \sum_{k=1}^5 Q \sum_{i=1}^{33} \frac{\alpha k_{,i}}{\lambda_{k,i}} \exp(-\lambda_{k,i} t) (1 - \exp(-\lambda_{k,i} T)) \quad (2.4)$$

第2章 崩壊熱の予測方法

ここで,

λ, α : フィッティング係数

ウラン 235 のフィッティング係数の例

i	λ	α	i	λ	α
1	3.29×10^0	1.99×10^{-1}	18	2.44×10^{-6}	4.68×10^{-7}
2	1.00×10^0	4.66×10^{-1}	19	6.93×10^{-7}	9.90×10^{-8}
3	5.16×10^{-1}	5.77×10^{-2}	20	6.20×10^{-7}	8.37×10^{-8}
4	2.95×10^{-1}	3.46×10^{-1}	21	1.50×10^{-7}	-1.00×10^{-8}
5	1.96×10^{-1}	5.64×10^{-2}	22	1.28×10^{-7}	8.75×10^{-8}
6	1.04×10^{-1}	1.69×10^{-1}	23	1.26×10^{-7}	-5.13×10^{-8}
7	3.49×10^{-2}	4.44×10^{-2}	24	2.71×10^{-8}	2.34×10^{-9}
8	1.33×10^{-2}	2.28×10^{-2}	25	2.25×10^{-8}	-1.44×10^{-10}
9	5.00×10^{-3}	3.95×10^{-3}	26	8.99×10^{-9}	1.42×10^{-11}
10	3.59×10^{-3}	1.06×10^{-3}	27	4.37×10^{-9}	3.54×10^{-12}
11	1.36×10^{-3}	1.17×10^{-3}	28	7.71×10^{-10}	5.10×10^{-11}
12	5.65×10^{-4}	6.40×10^{-4}	29	7.28×10^{-10}	3.59×10^{-11}
13	1.85×10^{-4}	1.94×10^{-4}	30	2.43×10^{-10}	2.00×10^{-14}
14	5.44×10^{-5}	3.01×10^{-5}	31	2.20×10^{-13}	3.89×10^{-16}
15	4.92×10^{-5}	1.49×10^{-6}	32	1.03×10^{-13}	5.28×10^{-16}
16	1.92×10^{-5}	8.35×10^{-6}	33	9.55×10^{-15}	7.53×10^{-17}
17	8.42×10^{-6}	1.65×10^{-6}			

Q : 熱出力換算係数 ($6.24 \times 10^{12}/Q_e$, Q_e は核分裂エネルギー)

G : 中性子捕獲効果補正係数

t	$G(t)$	t	$G(t)$
10	1.005	1.00×10^7	1.16
100	1.008	2.00×10^7	1.246
1000	1.013	4.00×10^7	1.381
10000	1.027	1.00×10^8	1.52
1.00×10^5	1.071	1.50×10^8	1.438
2.00×10^5	1.083	2.00×10^8	1.31
4.00×10^5	1.088	3.00×10^8	1.142
1.00×10^6	1.095	4.00×10^8	1.072
2.00×10^6	1.103	6.00×10^8	1.029
4.00×10^6	1.117	1.00×10^9	1.012

k : 核種インデックス (ウラン 235, ウラン 238,
プルトニウム 239, プルトニウム 240, プルトニウム 241)

i : フィッティング係数インデックス (33 個)

第2章 崩壊熱の予測方法

以上の式から得られた燃料集合体の崩壊熱と ORIGEN 2.2 の計算結果を比較したものを 17×17 型 4 ループの PWR 用燃料集合体を例に図 2.3 に示す。

図 2.3 より, ORIGEN 2.2 の計算結果と Way-Wigner の式, Shure の working curve ならびに AESJ 推奨値ともに傾向は一致しているが, Way-Wigner は 1×10^6 秒以降で他の計算値より崩壊熱が大きくなっている。このため, 崩壊熱が大きいことにより保安規定に定める上限値 (65°C) に達する時間が短くなり安全側の評価になるとして SFP における崩壊熱計算値に用いられる場合がある。

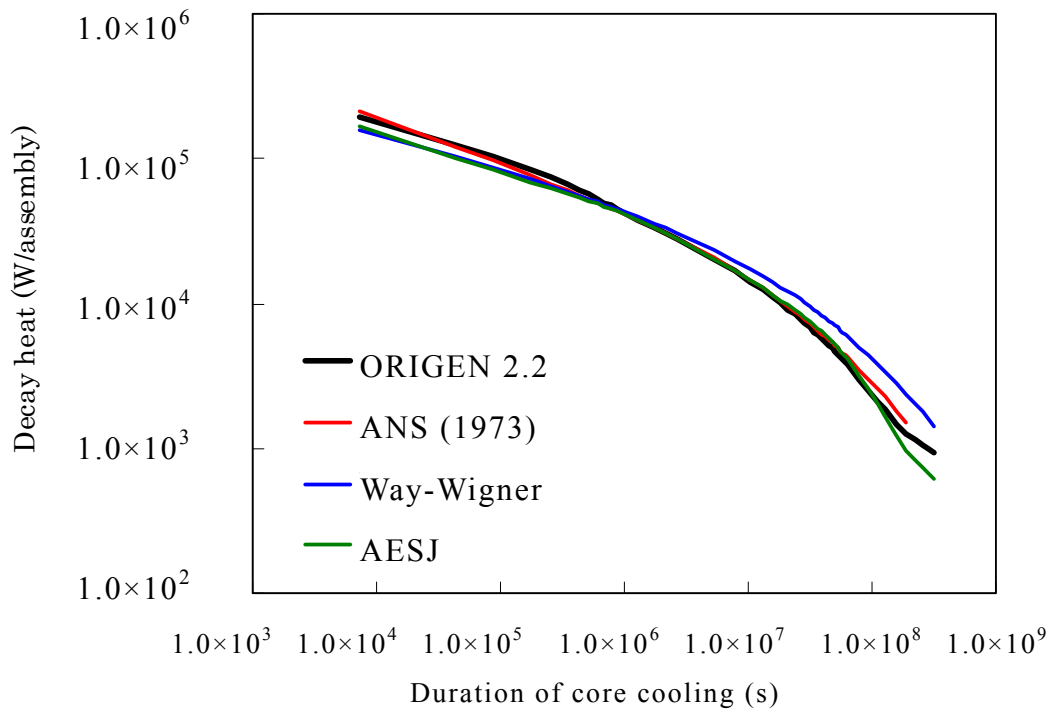


図2.3 燃料集合体の崩壊熱計算値と既存の崩壊熱計算式との比較
(17×17型 4ループのPWR用燃料集合体)

第2章 崩壊熱の予測方法

図 2.4 では、17×17 型 4 ループの PWR 炉心用に計算した崩壊熱と、ANS-5.1-1973 相関式⁽¹⁾ および AESJ 相関式⁽²⁾ から計算した崩壊熱とを比較している。これらの結果はよく一致しており、本研究における計算は適切であることを確認した。一般的に原子炉停止後約 7×10^5 秒（約 8 日）経過した照射済燃料集合体は、炉心から SFP へ移動される。その時点で予測される崩壊熱は、互いによく一致している。しかし、 7×10^5 秒以降では ANS-5.1-1973 が最も高い崩壊熱を与え、本研究で使用した ORIGEN 2.2 による計算が最も低い崩壊熱となった。

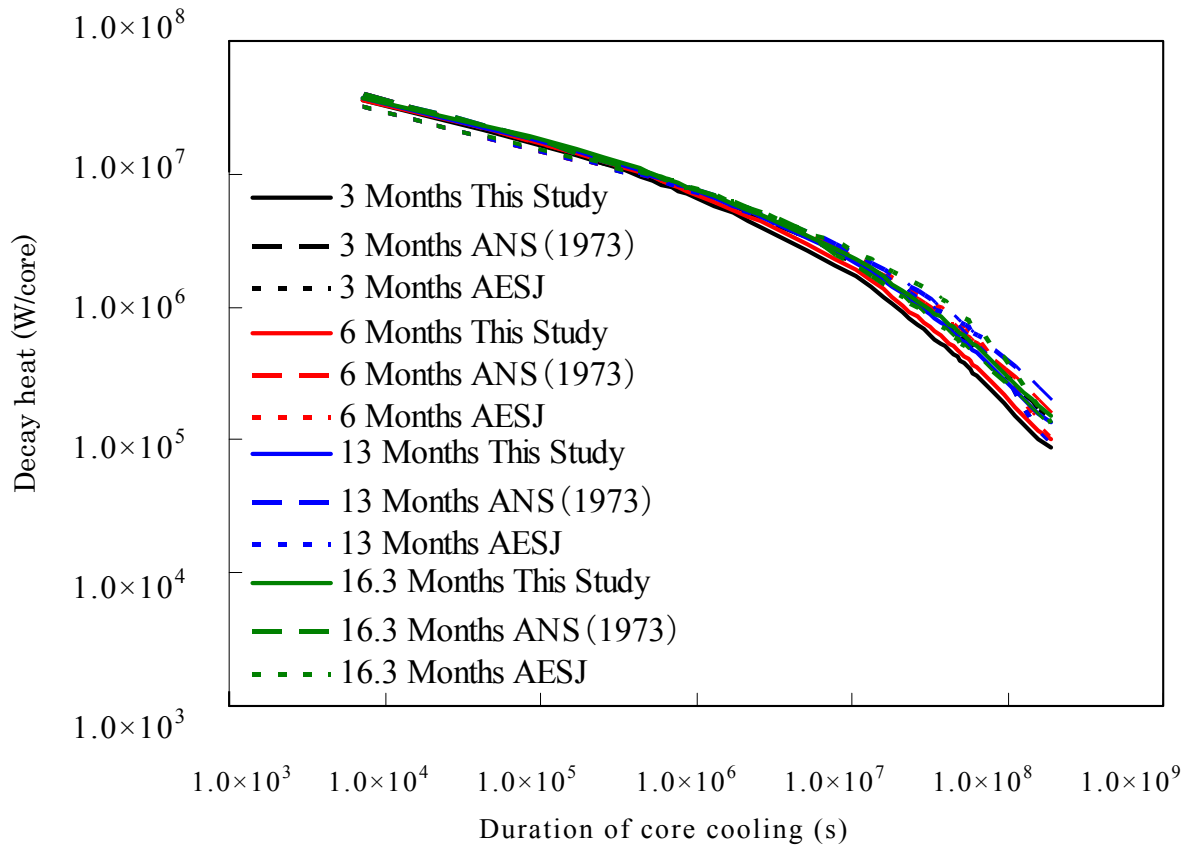


図 2.4 取り出し炉心の崩壊熱計算値と崩壊熱計算式との比較
(17×17型 4ループのPWR一炉心)

2.5 まとめ

燃料の仕様を考慮可能であり，一般に公開され利用可能な燃焼計算ソフトウェアである ORIGEN 2.2 を用いて崩壊熱計算を行った．この結果，原子炉から取り出した直後の崩壊熱は，ANS-5.1-1973 および AESJ 相関式から計算した崩壊熱と相互により一致を示したが，それ以降時間経過した燃料に対しては，最も低い崩壊熱計算値となった．

燃料の仕様を考慮したことにより崩壊熱相関式より精度よく崩壊熱を計算できると期待されるが，妥当性を確認する必要がある．崩壊熱計算の妥当性については第 4.5 節および第 5.4 節で検証する．

浄化冷却設備停止時の SFP 水温の計算では，計算対象時間が短く数日程度であることから，崩壊熱は一定と近似できる．一方，全交流電源喪失時の SFP の水温と水位の計算では，計算対象期間が数か月と長いことから，時間依存の崩壊熱を使用する必要がある．

参考文献

- (1) American Nuclear Society, *Decay Energy Release Rates Following Shutdown of Uranium-Cooled Thermal Reactors*, ANS-5.1-1973 (1973).
- (2) Research Advisory Committee for Reactor Decay Heat Standard, *Nuclear reactor decay heat and its recommendation value*, Atomic Energy Society of Japan (AESJ) (1989).
- (3) K. Way and E. P. Wigner, “The Rate of Decay of Fission Products”, *Physical Review*, Vol. 73, (1948), pp. 1318-1330.
- (4) S. B. Ludwig and A. G. Croff, *Revision to ORIGEN2 – Version 2.2*, Transmittal memo of CCC-0371/17, Oak Ridge National Laboratory (2002).
- (5) K. Shibata, T. Kawano, T. Nakagawa, O. Iwamoto, J. Katakura, T. Fukahori, S. Chiba, A. Hasegawa, T. Murata, H. Matsunobu, T. Ohsawa, Y. Nakajima, T. Yoshida, A. Zukeran, M. Kawai, M. Baba, M. Ishikawa, T. Asami, T. Watanabe, Y. Watanabe, M. Igashira, N. Yamamuro, H. Kitazawa, N. Yamano and H. Takano, “Japanese Evaluated Nuclear Data Library Version 3 Revision-3: JENDL-3.3”, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 39, No.11 (2002), pp. 1125-1136.
- (6) J. Katakura, M. Kataoka, K. Suyama, T. Jin, S. Ohki, *A Set of ORIGEN2 Cross Section Libraries Based on JENDL3.3 Library: ORLIBJ33*, JAERI-Data/Code 2004-015, Japan Atomic Energy Research Institute (2004).

第3章 蒸発熱流束の予測方法

3.1 はじめに

SFPにおける放熱と水温を評価する際の最も重要な不確かさは、第1章で述べたように、発熱源である崩壊熱の計算およびピット水面から換気空調系による強制対流空気流れへの蒸発伝熱の計算と換気空調系も停止する全交流電源喪失時の自然対流空気流れに対する蒸発伝熱の計算である。ピット水からの放熱を計算するには、強制対流空気流れでは実機の水温を包含する水温 $20\sim 65^{\circ}\text{C}$ の範囲で利用できる蒸発伝熱の相関式が必要であり、自然対流空気流れでは大気圧下でピット水が沸騰する 100°C 以下で利用できる蒸発伝熱の相関式が必要である。

強制対流空気流れに対する蒸発熱流束については、海洋モデルでは海面から大気への伝熱計算に蒸発熱流束相関式^{(1)~(3)}が使用されている。これらの相関式は、空気流速の適用範囲が高く水温の適用範囲が低いことから、浄化冷却設備停止時のピット水温計算には使用できない。一方、自然対流空気流れに対する蒸発熱流束について、Fujii ら⁽⁴⁾は 100°C 以上における蒸発と凝縮の熱伝達相関式を提案しているが、高温実験であり伝熱面積が小さいことからピット水温計算への適用性は明らかでない。

本研究では、強制対流蒸発に対しては、共同研究として信州大学で実験⁽⁵⁾⁽⁶⁾を行った。小泉らは、幅×高さ×長さが $100\times 20\times 940\text{ mm}^{(5)}$ の測定部 A と $50\times 40\times 300\text{ mm}^{(6)}$ の測定部 B を用いて水温 $35\sim 65^{\circ}\text{C}$ における蒸発伝熱実験を実施した。測定部出口における相対湿度は、前者では 100% 、後者では主として 100% 未満である。まず、熱伝達と物質伝達との相似則および測定部出口の相対湿度 100% 未満である測定部 B で得られたデータを用いて蒸発熱伝達率の相関式を導出した。この場合、実機条件では約 25 倍の伝熱面長さに外挿使用することになる。そこで、伝熱面寸法を含まない蒸発熱流束の相関式を導出するために、測定部 A を用いた測定結果を相対湿度が 100% 未満の範囲と 100% の範囲とに区分して蒸発熱流束を評価し、蒸気の濃度境界層が発達した相対湿度 100% 条件を対象とする蒸発熱流束の相関式を導出した。導出した相関式の実機条件への適用性について考察した。自然対流蒸発に対しては、自然対流乱流熱伝達⁽⁷⁾と物質伝達との相似則⁽⁸⁾を用いて蒸発熱流束の相関式を導出し、Fujii ら⁽⁴⁾による相関式と比較、考察した。

3.2 強制対流蒸発実験条件の選定

強制対流蒸発の実験に先立ち、実験条件の選定が必要である。選定すべき実験条件は、空気流速、空気温度、水流速、水温、相対湿度である。これら実験条件のうち、空気流速分布、蒸気濃度分布、水流速分布を3次元計算により求め、実験条件の選定に反映した。

3.2.1 水温

実機の水溫を包含するピット水溫は 20～65℃である．低温では蒸発伝熱量が小さく測定誤差が大きくなること，および低温ではピット水から換気空気への放熱量が小さく予測計算への影響が小さいことから，実験における水溫は 35～65℃の範囲で測定することにした．

3.2.2 空気流速

実機の換気空気の給気口と排気口における流速は約 5 m/s である．強制対流実験において空気流速 5 m/s までの測定を行なえば十分であるが，小規模実験において空気流速を 5 m/s にすると気流への液相の巻き込み（エントレインメント）により測定できなくなる可能性が大きい．一方，ピット水面近傍では流速が給排気流速（約 5 m/s）より大幅に低下すると考えられる．そこで，数値流体力学（CFD）ソフトウェア FLUENT 6.3.26 を用いて換気空気の 3 次元流動計算を行ない，空気流速の実験条件を選定した．

換気空気の流動計算用のグリッドを図 3.1 に示す．上部の赤色部分が燃料取扱建屋の一部に相当し，下部の黒色部分の下面がピット水面と接する部分である．水面上方のピットの幅，長さ，高さはそれぞれ約 15 m, 10 m, 2 m である．空気入口と出口の中心は SFP の上端からそれぞれ約 0.4 m, 0.3 m であり，空気入口と出口の高さはそれぞれ 0.17 m, 0.36 m で，幅は 15 m である．実機の空気入口と出口は複数の開口部となっているが，計算ではそれぞれ一つの開口にしており，開口部における流路面積を同じにするために，計算上の空気入口と出口の高さは実機よりも少し小さくなっている．使用済燃料建屋内のピット周辺における流れを計算するために，ピット上方の空間 15 × 22 × 6 m を計算領域に含めた．メッシュは全てヘキサ（六面体）メッシュにし，計算の総セル数は約 190,000 となった．

蒸発熱流束の相関式における空気流速の影響を考慮して，換気空気流速の計算誤差の目標を約 15% 以下もしくは 0.15 m/s 以下とした．この計算誤差が蒸発熱流束に与える影響は，蒸発熱流束が空気流速に比例すると仮定しても約 15% 以下になる．Nagano ら⁽⁹⁾ は標準 $k-\varepsilon$ 乱流モデルを用いてバックステップ流れでの流速に対するメッシュ分割の影響について報告している．この報告を参照して図 3.1 に示す計算グリッドは流速の計算誤差が約 15% 以下もしくは 0.15 m/s 以下を満足するものと判断した．

乱流モデルには計算の安定性を考慮して標準 $k-\varepsilon$ モデルを使用した．側壁およびコンクリート床では非すべり条件とし，標準壁関数を用いた．空気流のバルク流速を明確に定義することが困難であることから，水面近傍における空気流速を求めて蒸発熱流束の評価に用いるために，水面ではあえてすべり条件にした（図 3.3 参照）．コンクリート床上方の側面境界と上面境界には排出圧力がゲージ圧で 0 Pa の自由流入出の圧力境界を使用した．換気空気の流動計算では伝熱計算

第3章 蒸発熱流束の予測方法

を行わないが，ピット水からの伝熱を考慮して 30°C における空気の物性値を使用した．換気空気の入口と出口には約 5 m/s 一定の速度境界を適用した．なお，実機条件と同様に，出口の面積と流量は入口の約 2 倍になっている．したがって排気流量の約 $1/2$ は，圧力境界にしたコンクリート床上方の側面境界と上面境界から自由流入する．定常状態での空気流速分布を必要としているが，定常計算は安定しなかったことから過渡計算を行ない，定常に達した後の流速分布を求めた．過渡計算のタイムステップは 10 秒 とした．

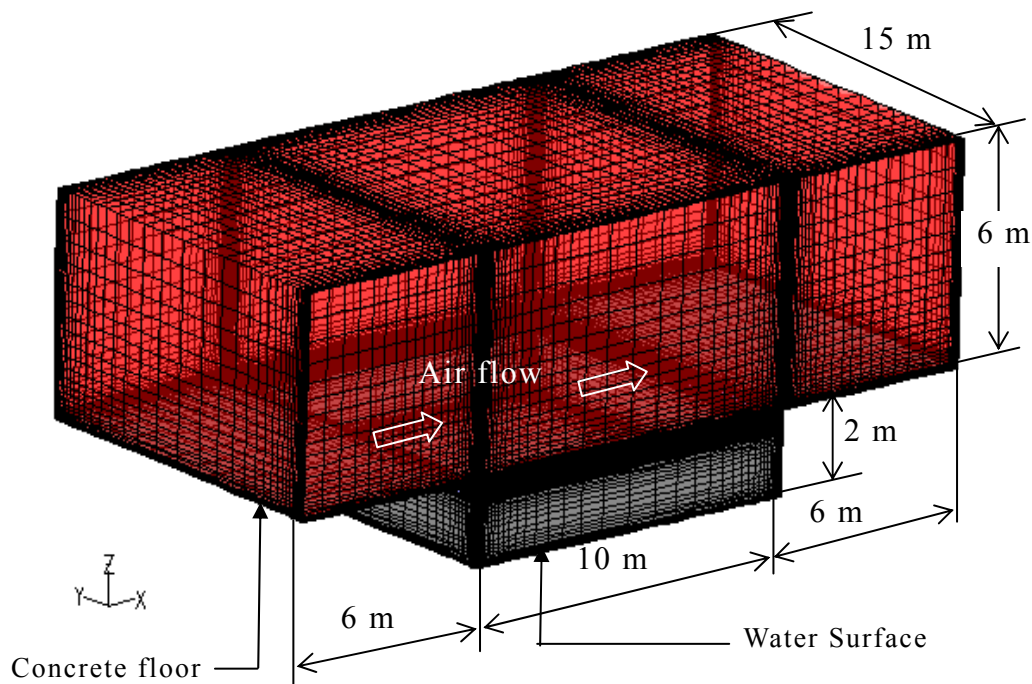


図 3.1 換気空気流れ解析のための計算グリッド

図 3.2 に垂直断面中央 ($Y = 7.5\text{ m}$) における換気空気の流速分布の解析結果を示す．給気口および排気口における流速は約 5 m/s である．給気口から流出した噴流の広がりに伴い周囲流体を巻き込むことから給気流は下方に湾曲し，水平位置が約 2.5 m で給気口側に向かう循環流と排気口に向かう流れに分流し，水面近傍では $1.0\sim 2.0\text{ m/s}$ の流れが形成され，有効なエアカーテンが形成されている．しかし，速い空気流速が水面近傍で維持され，主流であるバルク領域とバルクにおける平均流速を明確に定義することは困難である．

図 3.3 に $X = 5\text{ m}$ における鉛直方向流速分布を示す．空気流速は，SFP 上方の領域にまで拡大しておらず，水面から鉛直方向に約 0.5 m までは一定の空気流速であり，この領域をバルク領域と見なすことができる．

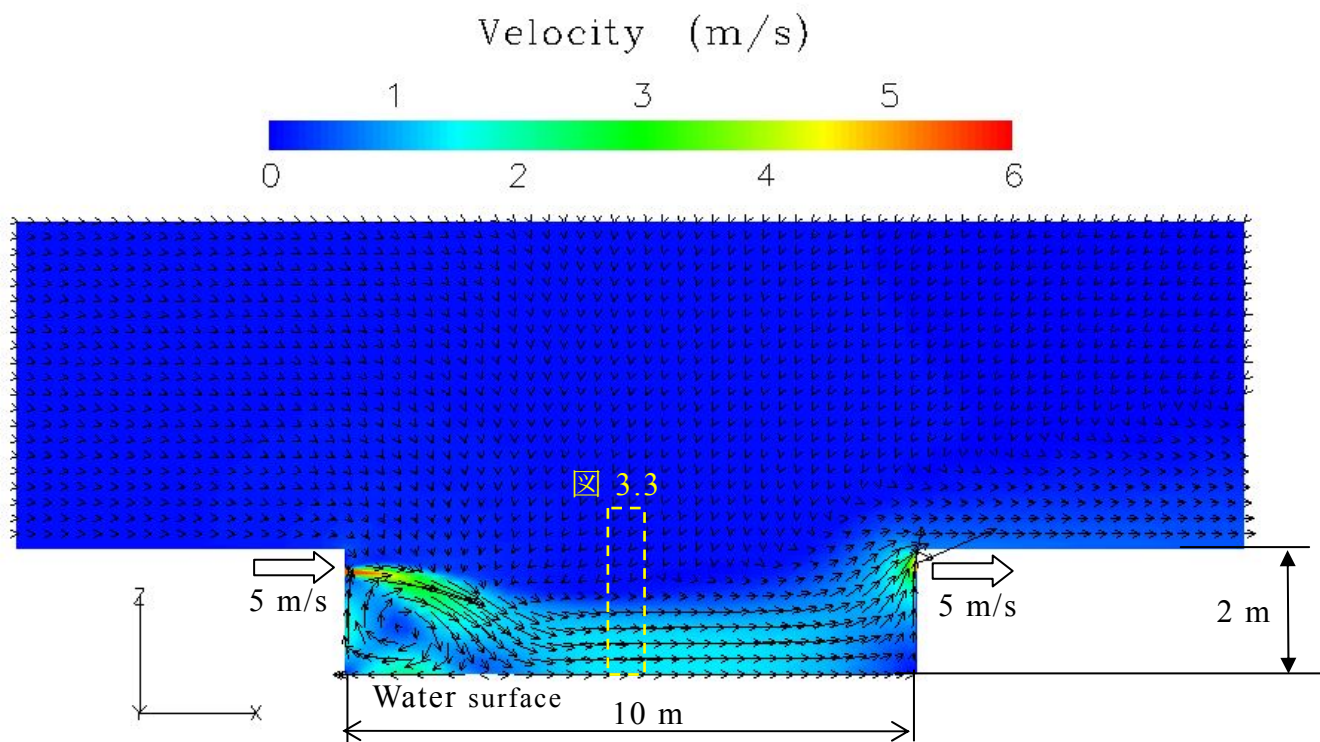


図 3.2 垂直断面中央 ($Y = 7.5 \text{ m}$) における換気空気の流速分布

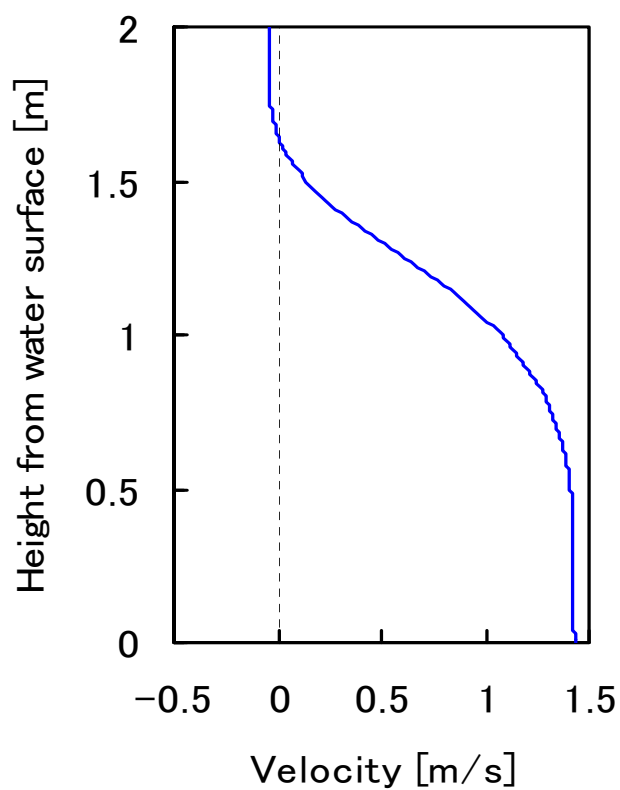


図 3.3 鉛直方向流速分布 ($X = 5 \text{ m}$)

図 3.4 は水面近傍（水面に接する計算セル）における換気空気の流速分布を示す．再循環流がはっきりと現れている．この再循環流領域での最大流速は約 2.0 m/s であり，蒸発伝熱実験⁽⁵⁾ では，水面近傍における最大流速 2.0 m/s までの空気流速を目標とした．水面近傍の空気流速の絶対値を平均すると 1.36 m/s であった．したがって，第 4 章における SFP 水面から換気空気への蒸発熱流束の計算では，空気流速にこの 1.36 m/s を用いる．

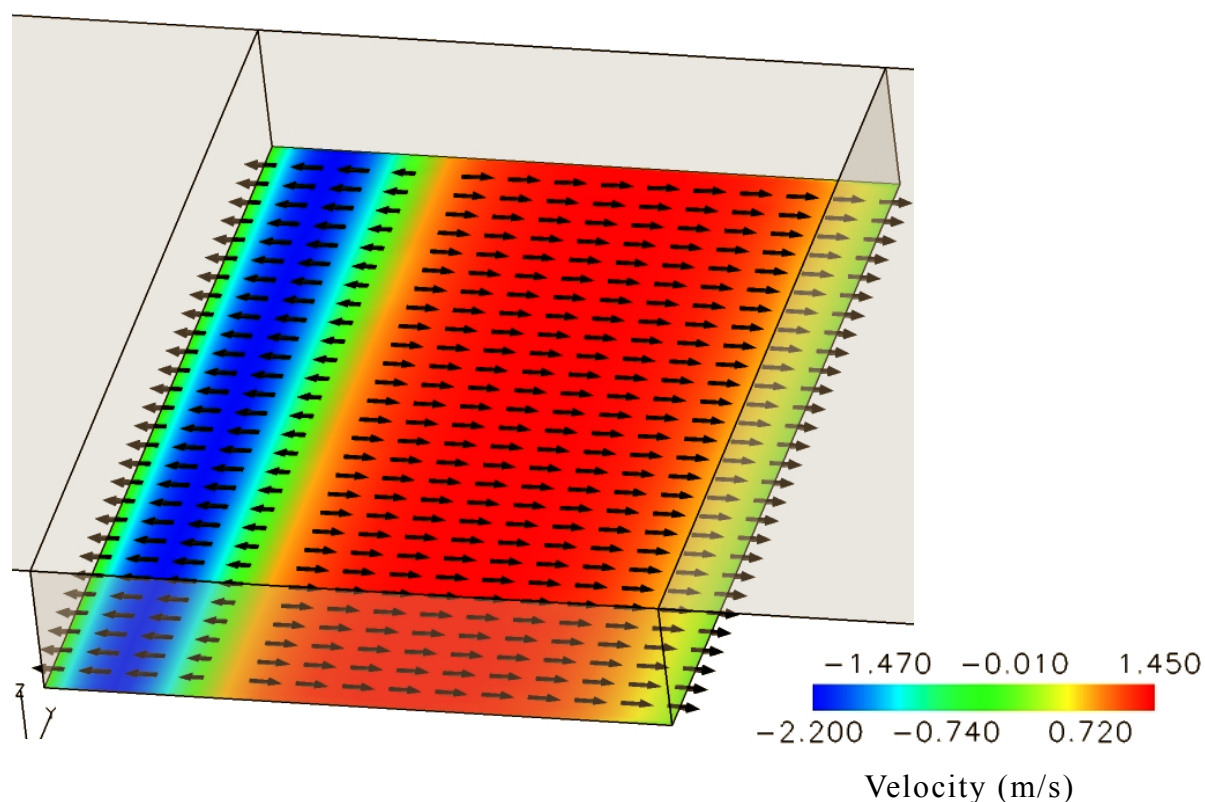


図 3.4 水面近傍における換気空気の流速分布

第3章 蒸発熱流束の予測方法

ピット水面境界に一様な蒸発蒸気の体積流束を入力し，蒸気濃度分布を計算した．図 3.5 に，垂直断面中央 ($Y = 7.5 \text{ m}$) における蒸気濃度分布を示す．

図 3.5 から，蒸気濃度はピット水面に接したセルで濃度が高く，換気空調系(強制循環流)の流れにより図左中央付近に位置する給気口に向かって濃度境界層が発達し，給気口から下方に湾曲して流れる空気流(図 3.2 参照)に巻き込まれて蒸気濃度が急激に減少していることが分かる．一方，ピット水面の上方を排気口に向かって流れる空気流でも流れ方向に濃度境界層が発達し図右中央に位置する排気口から流出していることが分かる．端部を除いて蒸気濃度境界層厚さは薄いこと，換気空気の主流への拡散は限定的であること，得られたこれらの知見を，蒸発伝熱実験データの評価に反映することとした．

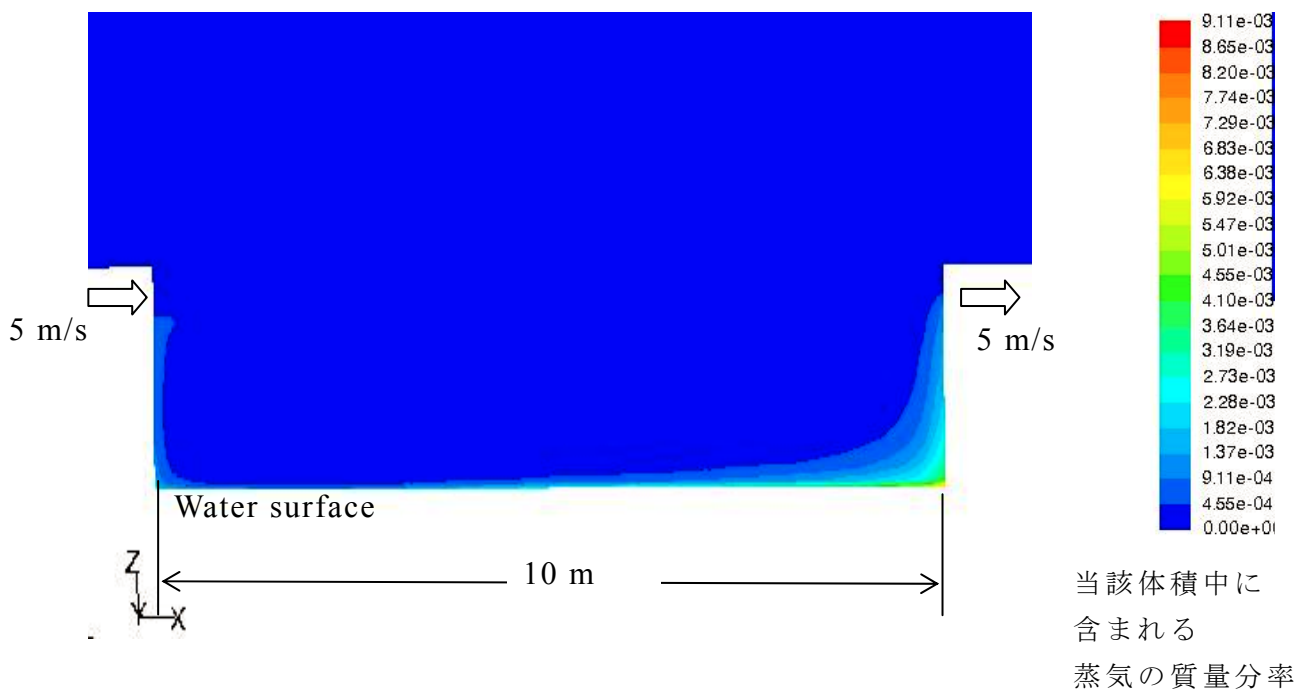


図 3.5 垂直断面中央 ($Y = 7.5 \text{ m}$) における蒸気濃度分布

3.2.3 水流速

蒸発伝熱実験の温水の流速を選定するために、CFD ソフトウェア FLUENT 6.3.26 の標準 $k-\varepsilon$ 乱流モデルを用いてピット水の 3 次元熱流動を計算した。計算方法は第 4 章と同じであり、詳細は第 4 章に記す。

浄化冷却設備停止 10 時間後における垂直断面中央 ($Y = 5 \text{ m}$) におけるピット水の流速分布を図 3.6 に示す。照射済燃料集合体の崩壊熱は 5 MW (原子炉停止後約 1×10^6 秒 (約 12 日) 経過後の典型的な 4 ループの PWR 炉心の崩壊熱に相当) とした。ラック内の熱源によりピット下部のラック内では上昇流に、ラック外では下降流になっており、ラック間で発熱に差異がない均等発熱でも流れ場に偏りが生じ、ラックの上方には一つの大きな自然循環流が形成されている。これはコンクリートへの伝熱量が小さく、コンクリート面近傍における下降流の誘起が小さいことも影響していると考えられる。

図 3.7 に水面近傍におけるピット水の流速分布を示す。水面近傍におけるピット水の流速は $0.03 \sim 0.08 \text{ m/s}$ になった。この流速を蒸発熱伝達実験の条件に使用することとした。

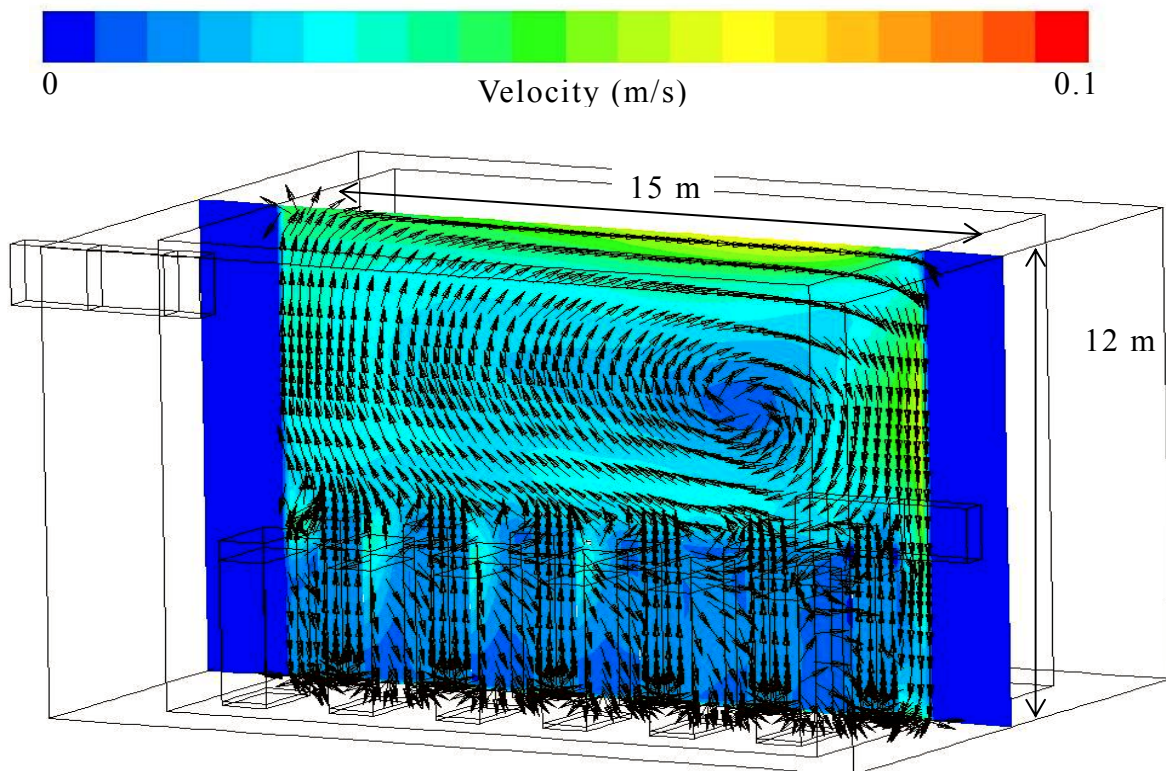
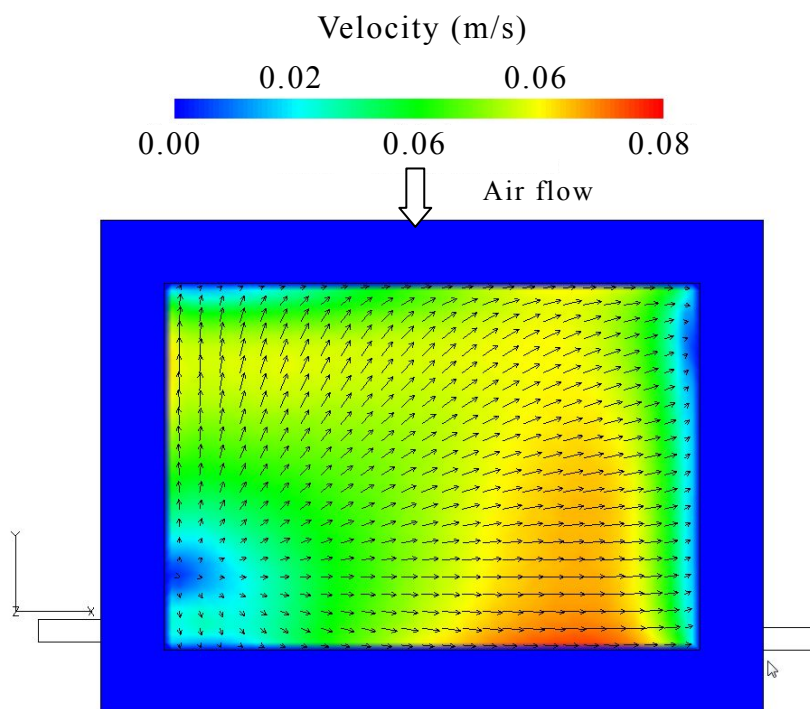
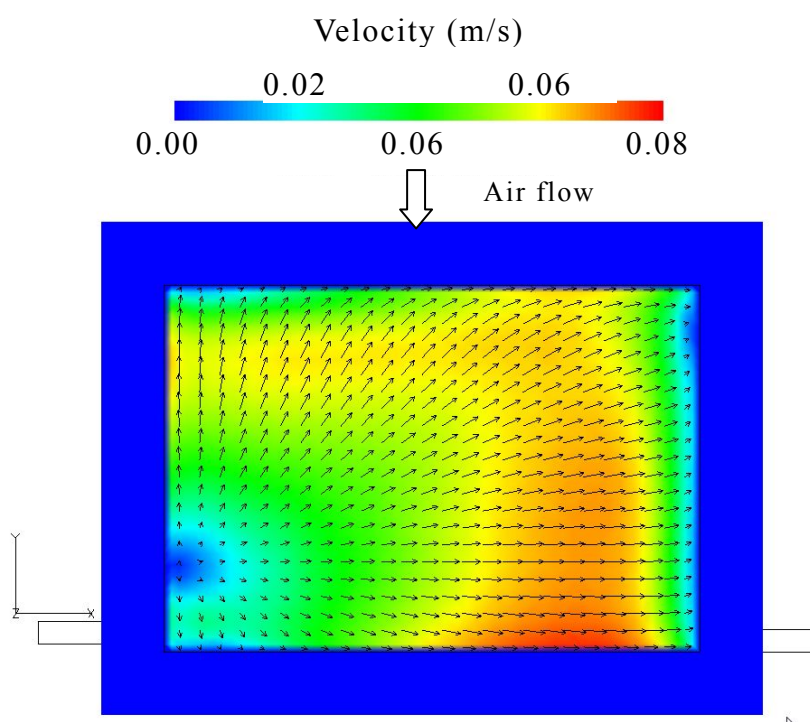


図 3.6 ピット水の流速分布

第3章 蒸発熱流束の予測方法



(a) 浄化冷却設備停止 10 時間後



(b) 浄化冷却設備停止 20 時間後

図 3.7 水面近傍におけるピット水の流速分布

3.2.4 実験条件の選定結果

CFD ソフトウェア FLUENT 6.3.26 の標準 $k-\varepsilon$ 乱流モデルを用いて、換気空気の3次元流動計算と、ピット水の3次元熱流動計算を実施し、蒸発伝熱実験の条件を選定した。

- (1) 換気空気の流れは有効なエアカーテンを形成し、水面近傍における流速は 1.0～2.0 m/s であったことから、蒸発伝熱実験は空気流速範囲～2 m/s で実施する。
- (2) ピット水は一つの大きな循環流を形成し、水面近傍における水流速は 0.03～0.08 m/s であったことから、蒸発伝熱実験における水流速は、0.03～0.08 m/s を目安にして実施する。

3.3 強制対流蒸発伝熱量の測定

水面における熱流束を評価するために、共同研究として蒸発熱伝達実験^{(5) (6)}を信州大学で実施した。

3.3.1 実験装置と実験方法

実験装置を図 3.8 に、測定部を図 3.9^{(5) (6)} に示す。実験装置は、矩形の測定部、温水タンク、ポンプ、コンプレッサーから成る。測定部は透明なアクリル製である。実験に使用する液体は蒸留水と空気である。温水タンクの蒸留水は電気加熱器で昇温され、水温と流量を所定の値に設定し、実験装置の下部から流入し、測定部に供給され、他方の下部から排出される。温水配管と測定部は断熱材により熱的に断熱されている。ローターメータを通してコンプレッサーから供給される空気は、流量を所定の値に設定した後、上面の入口部から供給され水の流れと対向しながら測定部の上部に沿って流れ、上面の出口部に抜ける。水温、空気の温度、実験装置入口と出口での湿度が十分安定したのを確認したのち、測定部の入口と出口で圧力 P 、温度 T 、相対湿度 ϕ が測定される。空気流量を段階的に増加しながら同様の測定が行われ、その後、水温を上昇して同様の測定が行われる。測定部の幅×高さ×長さは A が $100 \times 20 \times 940$ mm、B が $50 \times 40 \times 300$ mm であり、水深はいずれも 5 mm である。なお、水と空気の入口と出口に位置する測定部両端には、水平な水跳ね防止板を設置している。これら水跳ね防止板の高さは水の深さと同じになるよう調整可能であり、A は 30 mm 長、B は 150 mm 長である。空気流の水力等価直径は測定部 A が 26 mm、測定部 B が 41 mm である。空気の温度、圧力、相対湿度は、それぞれ、K 型の熱電対、ブルドン管圧力ゲージ、湿度計を用い、測定部の入口出口で測定している。

測定部の出口と入口における圧力、温度、相対湿度の測定値から絶対湿度とエンタルピーが計算され、質量流量と出口と入口のエンタルピー差とから伝熱量および測定部平均の熱流束が求められる。

実機では、図 3.7 より水面での流れは放射状であり図 3.4 の空気流れと直交流に近くなっている。直交流にすると測定部が大型化する。一方、水流速は空気流速の 4% 以下であるため蒸発熱流束への影響を無視できると考え、実験では温水と空気を対向流にすることにした。なお、並行流にすると温水と空気の温度差が入口と出口で大きく異なり流れ方向の熱流束の変化が大きくなることから相対的に熱流束の変化が小さくなる対向流を選択した。

第3章 蒸発熱流束の予測方法

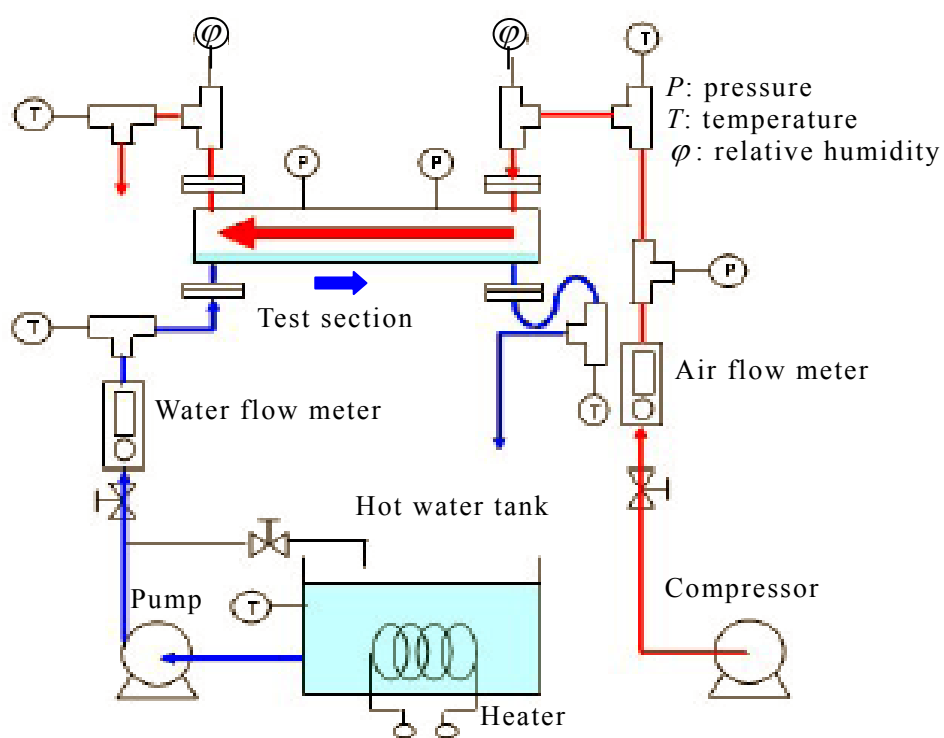


図 3.8 実験装置⁽⁵⁾

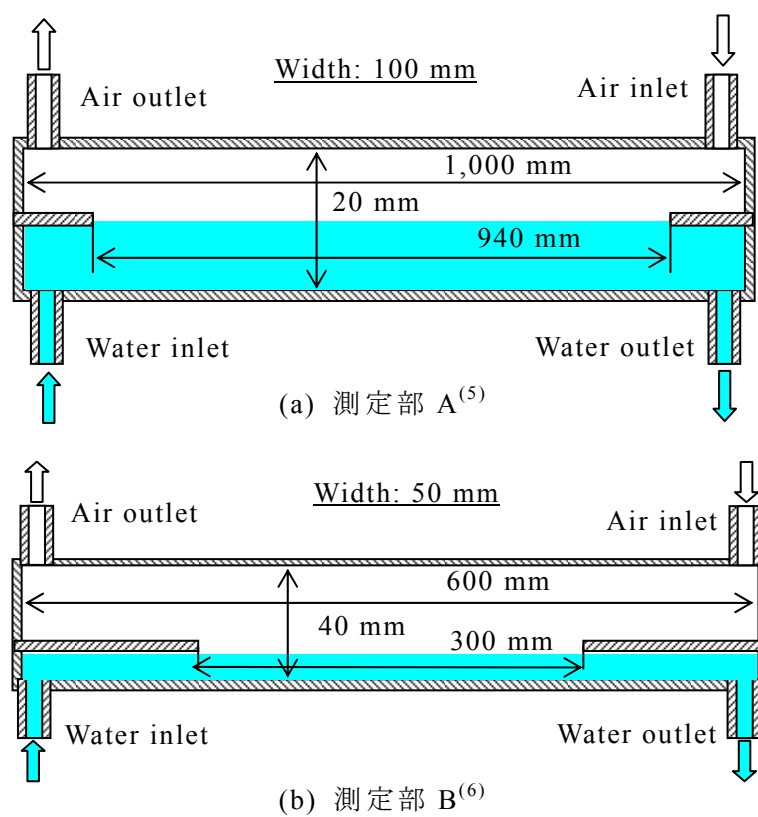


図 3.9 測定部

第3章 蒸発熱流束の予測方法

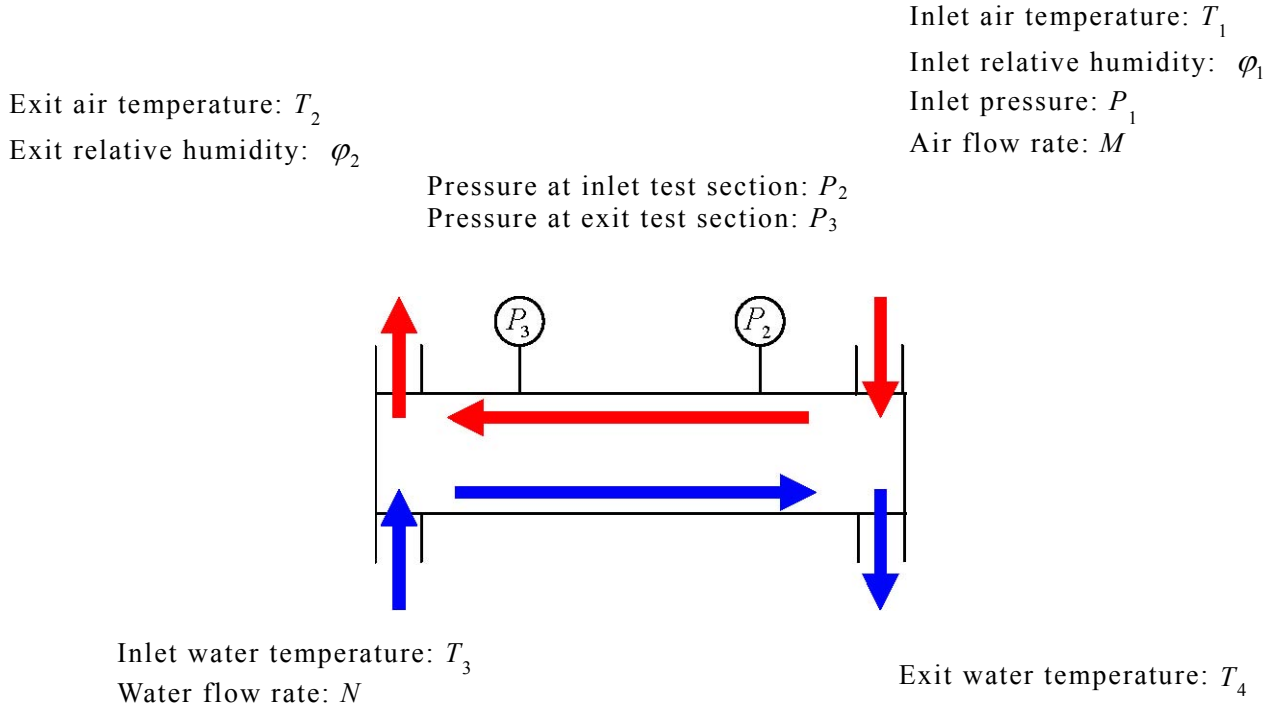


図 3.10 実験における測定項目

図 3.10 に実験における測定項目を示す. 空気入口および空気出口における絶対湿度 x_1 , x_2 は, 測定された空気入口および空気出口における相対湿度 ϕ_1 , ϕ_2 と各温度における飽和湿り空気中水蒸気分圧 P_{s1} , P_{s2} (MPa)を用いて,

$$x_1 = 0.662 \times \frac{\phi_1 P_{s1}}{P_2 - \phi_1 P_{s1}} \quad [\text{kg/kg}'] \quad x_2 = 0.662 \times \frac{\phi_2 P_{s2}}{P_3 - \phi_2 P_{s2}} \quad [\text{kg/kg}'] \quad (3.1)$$

と表せる. $[\text{kg}]$ は水分の質量を表わし, $[\text{kg}']$ は乾き空気の質量を表わす. なお, 定数 0.662 は水の分子量を空気の分子量で除した値であり, 測定部の圧力損失は小さく $P_1 \doteq P_2 \doteq P_3 \doteq$ 大気圧である.

空気入口および空気出口におけるエンタルピー h_1, h_2 は式(3.1) の絶対湿度を用いて次のようになる.

$$\left. \begin{aligned} h_1 &= C_{pa} (T_1 - 273.16) + (1996 + 1.85 T_1) x_1 \quad [\text{kJ/kg}'] \\ h_2 &= C_{pa} (T_2 - 273.16) + (1996 + 1.85 T_2) x_2 \quad [\text{kJ/kg}'] \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

第3章 蒸発熱流束の予測方法

ここで、 C_{pa} は乾き空気の定圧比熱であり温度依存性が小さいため一定値 $1.0046 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ を使用する．右辺第 2 項における飽和蒸気のエンタルピーは温度依存性が大きいいため近似式を用いている．式(3.2) では温度は摂氏 $[\text{C}]$ ではなく絶対温度 $[\text{K}]$ を使用する．

空気入口における湿り空気の比容積 ν_1 は、物性値の近似評価式(3.3) を用いて求める．式(3.3) では温度は摂氏 $[\text{C}]$ ではなく絶対温度 $[\text{K}]$ を使用する．

$$\nu_1 = 0.4555 \times (x_1 + 0.6222) \frac{T_1}{100} \quad [\text{m}^3/\text{kg}'] \quad (3.3)$$

入口における空気体積流量 M から、入口における乾き空気質量流量 G_{da} は

$$G_{da} = \frac{M}{\nu_1} \quad [\text{kg}'/\text{s}] \quad (3.4)$$

である．したがって水面から空気流への総伝熱量 Q は、測定値から式(3.5) によって求めることができる．

$$Q = G_{da} \times (h_2 - h_1) \quad [\text{kJ}/\text{s}] \quad (3.5)$$

また、伝熱面積 $A [\text{m}^2]$ を用いると、熱流束 $q [\text{kW}/\text{m}^2]$ は

$$q = \frac{Q}{A} \quad [\text{kW}/\text{m}^2] \quad (3.6)$$

である．

3.3.2 実験条件

表 3.1 に実験条件一覧を示す．事前に設定した 7 条件の水温 (35, 40, 45, 50, 55, 60, 65℃) の水を測定部に供給した．空気の入口温度は約 20℃で，測定部入口における空気の相対湿度は調整されていないが約 10%である．なお，測定部 A における空気流速 1.1 m/s の条件で，水流速が 0.03 m/s と 0.07 m/s で伝熱量に顕著な相違がないことを実験で確認し，3 次元計算による水面近傍における水流速が 0.03～0.08 m/s と微小であることから水流速は蒸発伝熱量に影響しないとして扱った．測定部 A を用いた実験は，水流速が主として 0.03 m/s で測定され，本研究では水流速 0.03 m/s での測定値を使用した．測定部 B を用いた実験では広範囲の水流速で測定されたが，本研究では 0.04, 0.05, 0.08, 0.10 m/s での測定値を使用した．空気流速は，測定部 A を用いた実験は 0.02～1.11 m/s で行われ，1.11～2.08 m/s での測定が追加されたが，2 m/s 以上ではエントレインメントが生じる場合があり 2.08 m/s での測定は 1 点のみである．測定部 B を用いた実験は空気流速 0.007～1.41 m/s で行われた．出口における相対湿度は，測定部 A では全て 100%，測定部 B では大部分が 100%未満であり 100%未満の測定値のみ使用した．測定部 B を用いた実験では空気入口絶対湿度は約 0.2%，出口絶対湿度は 0.9～4.3%であり，水温 65℃における換気空気の出口絶対湿度の計算値 3.0%を含んでおり，縮小模擬の観点からは実機で想定される条件を包含している．

表 3.1 実験条件一覧

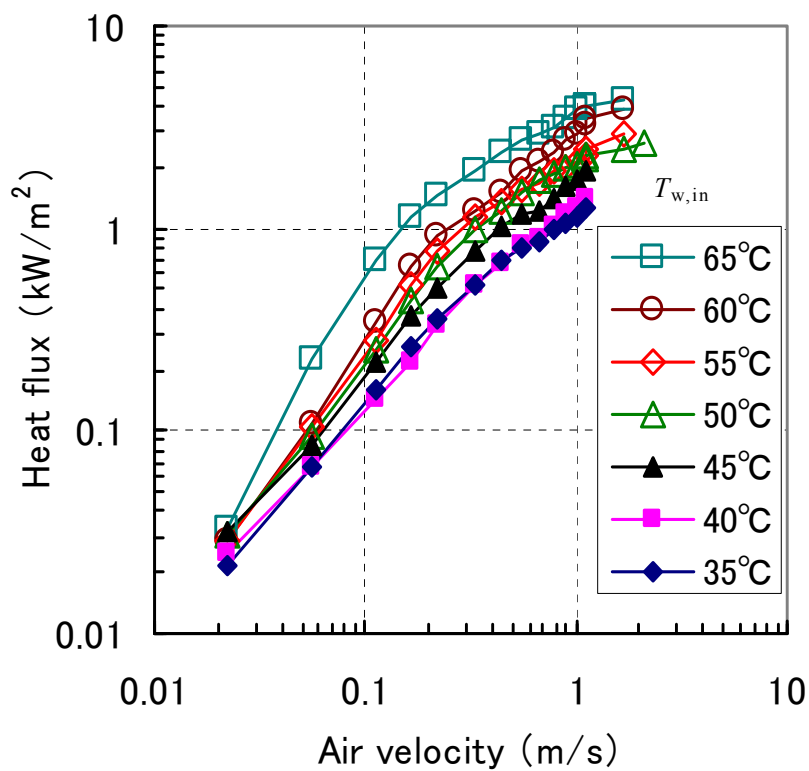
	測定部 A	測定部 B
供給した水温	35, 40, 45, 50, 55, 60, 65℃の 7 条件	
空気入口温度	約 20℃	
水流速	0.03 m/s	0.04, 0.05, 0.08, 0.10 m/s
空気流速	0.02～1.11 m/s, 追加で 1.11～2.08 m/s	0.007～1.41 m/s
空気入口相対湿度	約 10%	
空気出口相対湿度	全て 100%	大部分が 100%未満

3.3.3 熱流束の測定結果

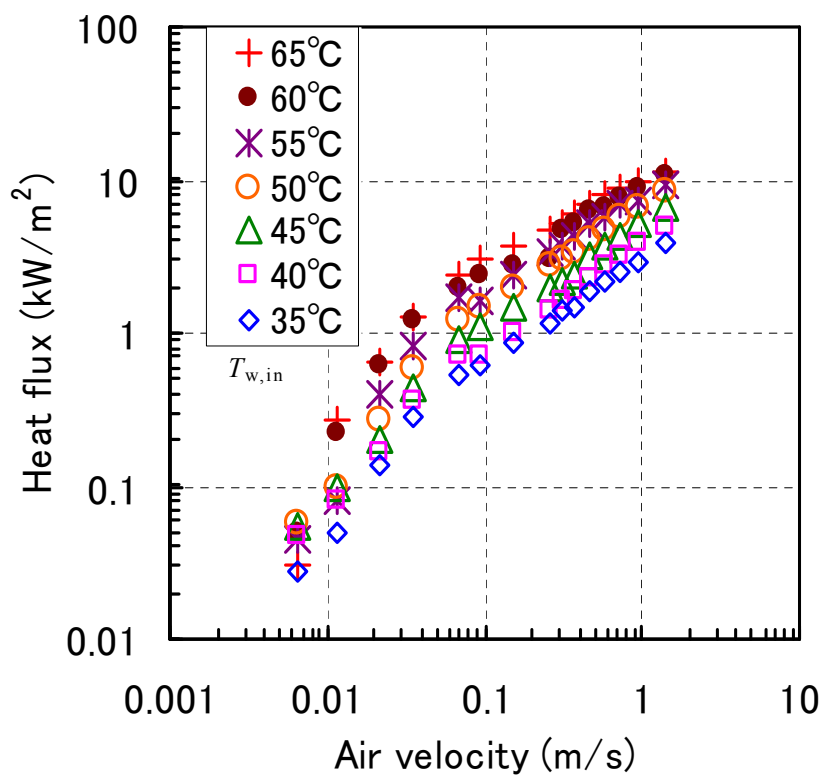
測定部 A, 測定部 B とも出口における空気温度と相対湿度は入口における値より上昇しており, 空気の顕熱増加と蒸気の潜熱増加が認められた. 空気の顕熱増加は湿り空気のエンタルピー増加 (全伝熱量) の約 10~20% であり, 空気の顕熱増加の約 90% は蒸気と空気との熱交換によるものと評価されたことから, 本研究では対流伝熱を分離せず全体を蒸発伝熱として扱った.

伝熱面で平均した熱流束の測定結果⁽⁵⁾⁽⁶⁾ を図 3.11 に示す. 温水の流速 U_w は測定部 A で $U_w = 0.03$ m/s, 測定部 B で $U_w = 0.05$ m/s である. 変数は空気流速と温水の入口水温 $T_{w,in}$ である.

全般的に温水の入口温度 $T_{w,in}$ が高くなるほど, また, 空気流速が大きくなるほど熱流束が大きくなっている. また, 低空気流速と高空気流速とで熱流束の空気流速依存性が異なっている. 空気の流路断面レイノルズ数は測定部 A では数点を除いて 2000 以下の層流であったことから, 熱流束の空気流速依存性は乱流条件には対応していない. 測定部 A では出口相対湿度が 100% であるのに対し, 気液接触区間の短い測定部 B では出口相対湿度が 100% 未満の測定値が多く, 測定部 B の熱流束は測定部 A の数倍になっている.



(a) 測定部 A ($U_w = 0.03 \text{ m/s}$)⁽⁵⁾



(b) 測定部 B ($U_w = 0.05 \text{ m/s}$)⁽⁶⁾

図 3.11 熱流束の測定結果

3.4 強制対流空気への蒸発熱流束の相関式

3.4.1 熱伝達と物質伝達との相似則

図 3.2 と図 3.4 に示した換気空気の流れ場は 2.5 m の循環流領域と 7.5 m の正流領域とに分割でき、それぞれ水平平板上の強制対流伝熱として近似できる。図 3.5 の蒸気濃度分布も循環流領域 (2.5 m) と正流領域 (7.5 m) とでそれぞれ流れ方向に濃度境界層が発達している。そこで、ここでは平板上の強制対流熱伝達と蒸気の物質伝達との相似則を用いて蒸発熱流束の相関式を導出する。なお、実験では局所の熱流束は測定していないため、伝熱面長さ l (2.5 m もしくは 7.5 m) を代表長さにして平均熱流束を評価する。

質量流束と質量濃度が十分に小さい場合には、熱伝達と物質伝達との間に相似則が成立する⁽⁸⁾。ピット水面からの蒸気の物質伝達は、平板上の熱伝達率相関式⁽¹⁰⁾ から相似則を用いて式(3.7) と(3.8) で表せる。

$$Sh = \frac{h_D l}{D} = C_{sh} Re^m Sc^n, \quad Re = \frac{U_a l}{\nu}, \quad Sc = \frac{\nu}{D} \quad (3.7)$$

$$q_{E,an} = h_D \rho \left(\frac{0.622 P_{S0}}{P - 0.378 P_{S0}} - \frac{0.622 P_{S\infty}}{P - 0.378 P_{S\infty}} \right) h_{fg} \quad (3.8)$$

ここで、 Sh 、 Re と Sc はそれぞれ、シャーウッド数、レイノルズ数とシュミット数、 D [m^2/s] は空気中における蒸気の拡散係数、 h_D [m/s] は物質伝達率、 h_{fg} [kJ/kg] は蒸発潜熱、 l [m] は伝熱面長さ、 P [Pa] は系の全圧 ($P = 0.10$ [MPa]), P_{S0} [Pa] は水面における飽和蒸気分圧、 $P_{S\infty}$ [Pa] はバルク空気中の蒸気分圧であり、 P_{S0} 、 $P_{S\infty}$ は水面温度 T_{ws} と空気温度 T_a の関数である。 q_E [kW/m^2] は蒸発熱流束、 U_a [m/s] は空気流速、 ρ [kg/m^3] は湿り空気密度、 ν [m^2/s] は空気の動粘性係数、 C_{sh} は係数である。式(3.8) の右辺第 1 項は水面における蒸気質量分率、右辺第 2 項はバルク空気中の蒸気質量分率である。平板からの物質伝達では、

$$C_{sh} = 0.664, \quad m = 1/2, \quad n = 1/3$$

である⁽¹⁰⁾。

測定部 A では出口相対湿度が 100% であることから蒸発熱流束相関式の導出には使用できない。したがって出口相対湿度が 100% 未満の測定値が多い測定部 B で得られたデータを用いて、式(3.8) から物質伝達率 h_D を求めた。測定部 B では測定部 A より流路を高くしており、相関式による温度境界層厚さの計算値は流路上端に達しておらず⁽⁶⁾、実機の伝熱面 ($l = 2.5$ m または 7.5 m) を $l = 0.3$ m で縮小模擬している。使用した温水の流速 U_w は表 3.1 の実験条件と同じ、 $U_w =$

第3章 蒸発熱流束の予測方法

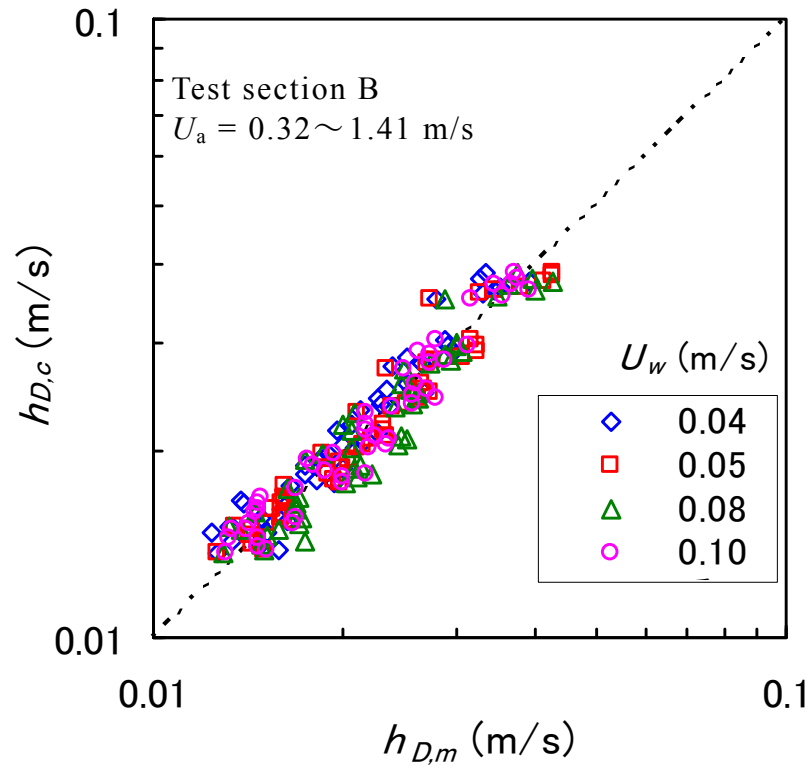
0.04～0.10 m/s である．低空気流速では蒸発熱流束への影響が異なること，および換気空調系の運転時を対象としていることから，相関式の導出に用いた空気流速 U_a は 0.32～1.41 m/s，水温は 35～65℃である．第 3.3.3 項に述べたように，対流伝熱の割合は小さいことから，蒸発熱流束と対流熱流束とを区分せず，全熱流束を使用した．流体の動粘度と拡散係数の比を示す Sc 数は今回の実験条件でほぼ一定値であることから，式(3.7)において Sc 数の指数である n を $n = 1/3$ に固定し，式(3.8) から求めた物質伝達率 h_D を用いて，式(3.7)における最適な係数 C_{sh} と指数 m を求め，式(3.9) を得た．

$$Sh = \frac{h_D l}{D} = 0.57 \left(\frac{0.622 P_{S_0}}{P - 0.378 P_{S_0}} - \frac{0.622 P_{S_\infty}}{P - 0.378 P_{S_\infty}} \right)^{-0.12} Re^{0.63} Sc^{\frac{1}{3}} \quad (3.9)$$

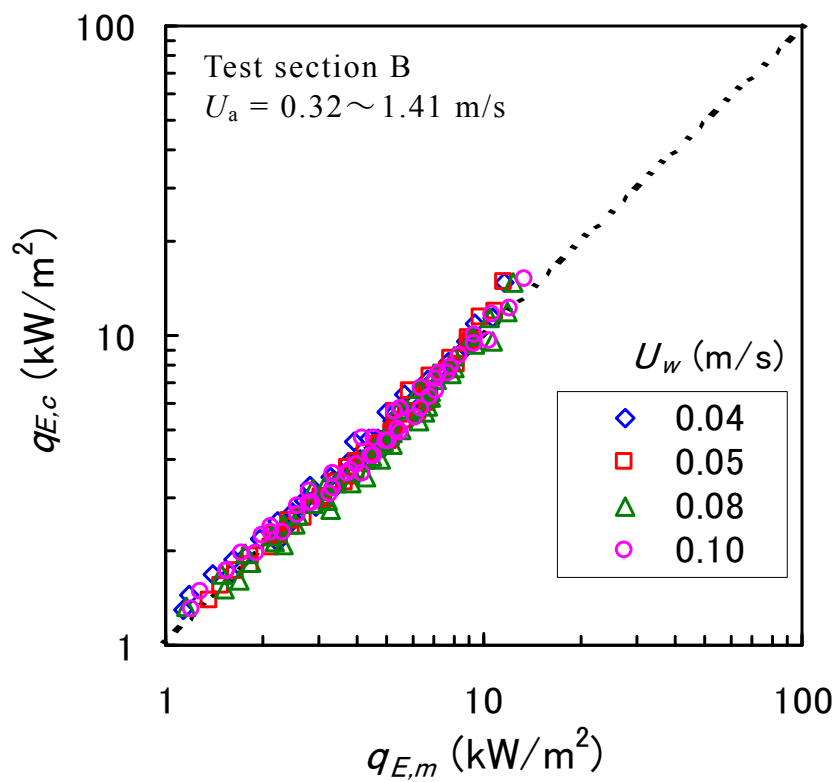
係数 C_{sh} に蒸気質量分率差の (-0.12) 乗を含む結果となり，熱流束は蒸気質量分率差の 0.88 乗， Re 数の 0.63 乗に比例する結果となった．

式(3.9) で計算した物質伝達率を $h_{D,c}$ とし，式(3.8) で計算した熱流束を $q_{E,c}$ とし，それぞれの測定値と比較したものを図 3.12 に示す．物質伝達率はバラツキが大きいですが，熱流束は相互によく一致している．図 3.12 より，温水の流速 U_w は熱流束に影響していないことが分かる．

式(3.8) と(3.9) から，熱流束 q_E は伝熱面長さ l の (-0.37) 乗 (Re 数の乗数 0.63 から l の乗数 1 を差し引く) に比例する．しかし，式(3.9)における Re 数の影響 (0.63 乗) は空気流速 U_a に対して決定したものであり，伝熱面長さ l の影響 (-0.37 乗) は検証されていない．そこで，測定部 A を用いた測定結果を用いて伝熱面長さを含まない相関式の導出を試みた．



(a) 物質伝達率



(b) 熱流束

図 3.12 測定値と計算値との比較 (測定部 B)

3.4.2 伝熱面長さの影響を含まない蒸発熱流束の相関式

SFP は換気空気の流れ方向に約 10 m であり，水面近傍では大部分の領域で相対湿度が 100% であると想定される．したがって小規模実験であっても相対湿度が 100%（蒸気の濃度境界層が発達した状態）で蒸発伝熱を測定すれば実機に適用できると判断される．しかし，測定部入口に相対湿度 100% の空気を供給することは困難であることから，相対湿度が 100% に近い条件での実験（測定部 A）と相対湿度が 100% 未満での実験（測定部 B）を組み合わせることにより相対湿度が 100% における蒸発熱流束を求めることとした．

測定部 A におけるデータ評価方法の概念を図 3.13 に示す．測定部を相対湿度 ϕ が 100% 未満 ($\phi < 1.0$) の範囲（面積 A_{in} ）と 100% ($\phi = 1.0$) の範囲（面積 A_s ）とに区分する．

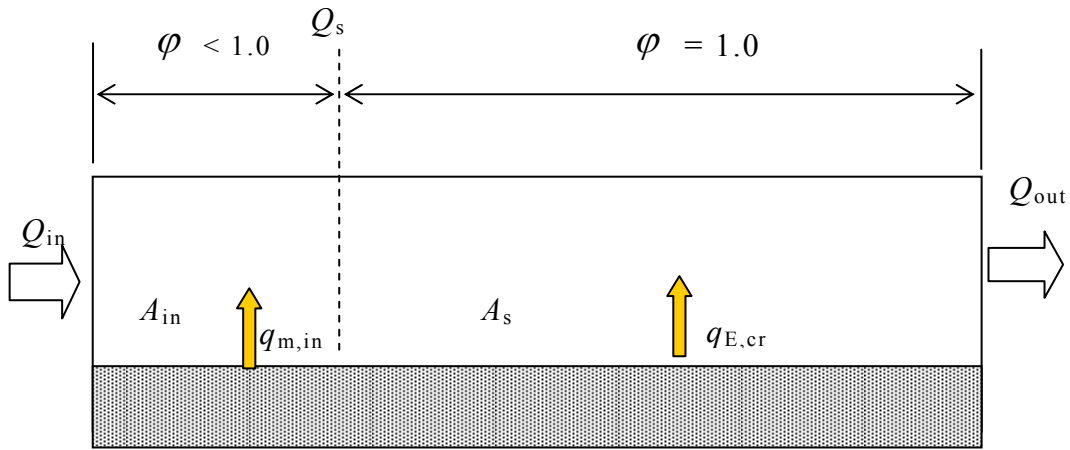


図 3.13 蒸発熱流束の評価方法

相対湿度が 100% である A_s の範囲では空気温度と飽和蒸気圧（つまり絶対湿度）が上昇する．出入口における温度と相対湿度の測定値から第 3.3.1 項で述べた方法により空気の入口と出口における熱量 Q_{in} [kW]， Q_{out} [kW] を求める．相対湿度が 100% に達する位置における空気の熱量 Q_s [kW] は，空気温度が入口温度で一定と近似して計算で求める．相対湿度が 100% に達するまでの面積 A_{in} [m²] は近似的に式(3.10) で求める．

$$q_{m,in} A_{in} = Q_s - Q_{in} \quad (3.10)$$

$q_{m,in}$ は測定部 B における出口相対湿度 100% 未満での平均熱流束である．ただし，気流中の相対湿度が低いほど熱流束は大きくなることから， $q_{m,in}$ は相対湿度 100% までの平均熱流束より大きく， A_{in} を小さく評価することになるが，この A_{in} を用いて相対湿度 100% ($\phi = 1.0$) の範囲における平均熱流束 $q_{E,cr}$ を求める．

$$q_{E,cr} = \frac{Q_{out} - Q_s}{A_s}, \quad A_s = (A_H - A_{in}) \quad (3.11)$$

A_H は全伝熱面積である． A_{in} を小さく評価することから，式(3.11) では， $q_{E,cr}$ を小さく評価することになる．式(3.10) で求めた蒸発熱流束 $q_{m,in}$ と式(3.11) で求めた蒸発熱流束 $q_{E,cr}$ を用いて海洋モデル⁽¹¹⁾ における蒸発熱流束 q_E の相関式(3.12) に相当する実験相関式を導出する．

$$q_E = C_e \rho_a U_a \left(\frac{0.622 P_{S0}}{P - 0.378 P_{S0}} - \frac{0.622 P_{S\infty}}{P - 0.378 P_{S\infty}} \right) h_{fg} \quad (3.12)$$

ここで， h_{fg} [kJ/kg] は蒸発潜熱， P_{S0} [Pa] は水面における飽和蒸気分圧， $P_{S\infty}$ [Pa] はバルク空気中の蒸気分圧， U_a [m/s] は空気流速（海洋モデルでは風速）， ρ_a [kg/m³] は空気密度， C_e [-] はバルク輸送係数と呼ばれる無次元係数である．水面から蒸発する蒸気の質量流束は空気質量流束 ($\rho_a U_a$) に比例する式になっている．

式(3.8) と(3.9) から推察されるように，熱流束は必ずしも空気流速や蒸気質量分率差に比例しない．そこで，熱流束を空気流速と蒸気質量分率差の指数関数で表わし，式(3.11) を用いて補正した $q_{E,cr}$ の値から係数と指数を求めて相関式(3.13) を導出した．

$$q_{E,cr} = 0.010 \rho_a U_a^{0.60} \left(\frac{0.622 P_{S0}}{P - 0.378 P_{S0}} - \frac{0.622 P_{S\infty}}{P - 0.378 P_{S\infty}} \right) h_{fg} \quad (3.13)$$

式(3.13) の右辺 () 内の第1項は水面における蒸気質量分率，第2項はバルク空気中の蒸気質量分率である．

水面における飽和蒸気分圧 P_{S0} と空気流の蒸気分圧 $P_{S\infty}$ には測定部出入口の平均値を使用した．式(3.12) は対流熱流束を含んでいないが，式(3.13) の導出の際に蒸発熱流束と対流熱流束を区別しないこととしたことから，式(3.13) には対流熱流束が含まれている．式(3.12) では左辺と右辺とで次元が一致しているが，式(3.13) では係数に次元 ([m/s]^{0.4}) を含む結果になっている．式(3.13) における空気流速 (U_a) の影響 ($U_a^{0.60}$) は式(3.9) の $Re^{0.63}$ とほぼ一致している．

測定部 A を用いた熱流束測定値 $q_{E,m}$ と相対湿度が 100% 未満の領域を補正した熱流束計算値 $q_{E,cr}$ との関係を図 3.14 に示す．熱流束が大きい相対湿度 100% 未満の領域を除外したことにより，補正後の熱流束は補正前の熱流束の約 80% になっている．

第3章 蒸発熱流束の予測方法

式(3.13) による計算値 $q_{E,cr,c}$ を補正後の熱流束 $q_{E,cr}$ と比較して図 3.15 に示す．測定値を補正したことなどにより，図 3.12 (b) に示した測定部 B による測定値と式(3.8)および(3.9) による計算値の相関に比べてバラツキが大きくなっている．

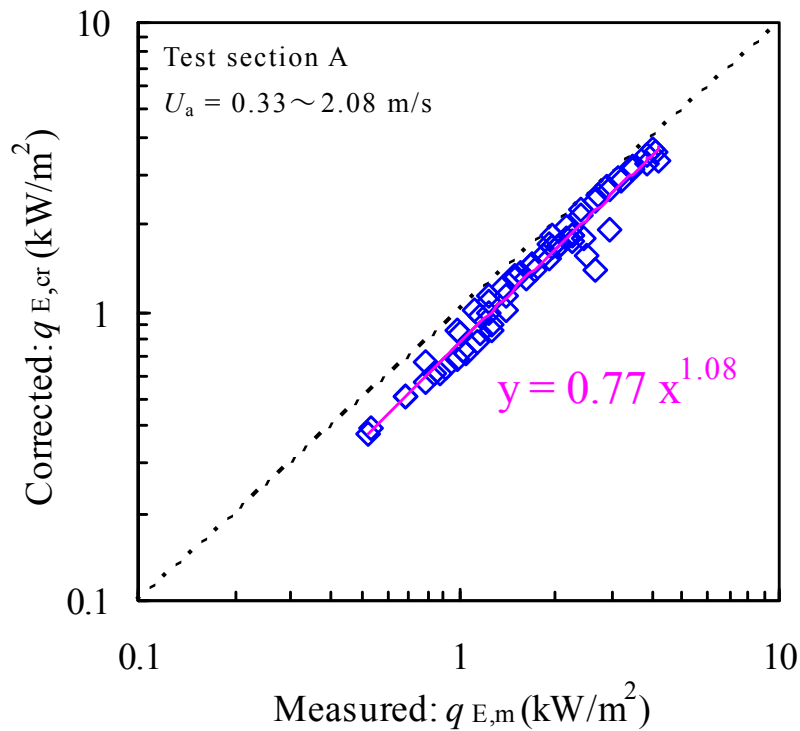


図 3.14 熱流束の測定値と補正後の熱流束との比較

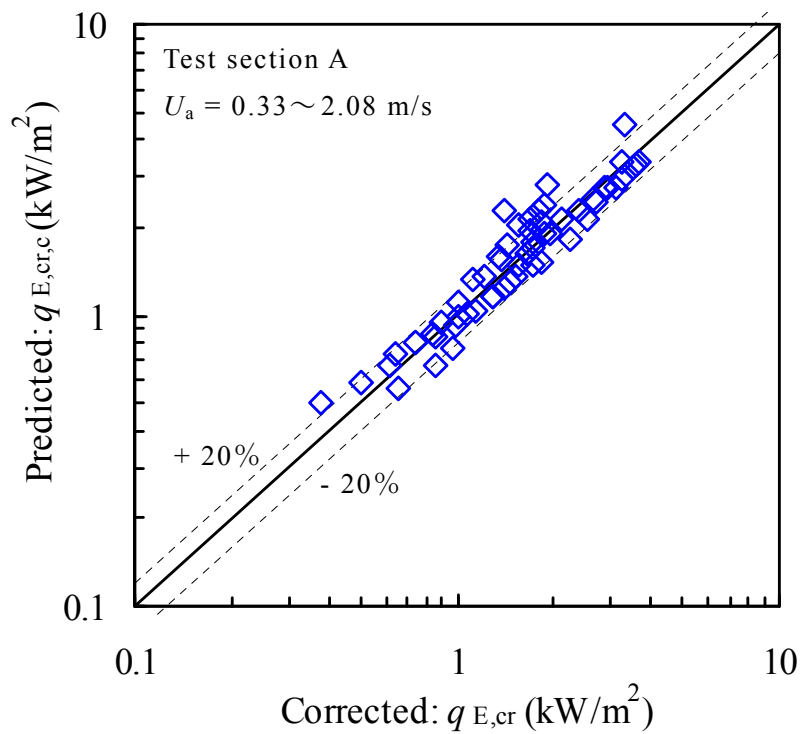


図 3.15 補正後の熱流束と相関式(3.13) との比較

3.4.3 各種相関式との比較

第 3.4.1 項では，0.3 m の伝熱面長さ（測定部 B）における測定値と熱伝達と物質伝達との相似則を用いて蒸発熱流束の相関式(3.9) を導出した．また，第 3.4.2 項では，0.94 m の伝熱面長さ（測定部 A）における測定値を用いて，影響因子に代表長さを含まない蒸発熱流束の相関式(3.13) を導出した．適切な検証データがないことから，各種の相関式と比較することにより相関式の妥当性について検討した．

平板上の乱流熱伝達率⁽¹⁰⁾ と物質伝達との相似則⁽⁸⁾ を用いると，物質伝達率 h_D [m/s] は式(3.14) で表わすことができる．

$$Sh = \frac{h_D l}{D} = 0.037 Re^{\frac{4}{5}} Sc^{\frac{2}{3}} \quad (3.14)$$

式(3.9) と(3.13) および(3.14) を，実機相当の換気空気の流れ方向長さ $l = 10$ m に適用した場合の熱流束を図 3.16 に示す．空気流速 U_a は 1.5 m/s として計算した．図 3.2 から分かるように，水面上における空気流れは循環流の領域があることから，伝熱面長さを含む相関式(3.9) と(3.14) による計算では，図 3.2 から読み取った空気流れの循環流領域 2.5 m と正流領域 7.5 m に分割して熱流束を計算した後に加重平均をとった．一方，式(3.13) による計算では，伝熱面長さを含まない相関式であることから，循環流領域を考慮する必要はない．式(3.8) と(3.9) および(3.13) から明らかなように温度依存性（蒸気質量分率差に対する指数）が若干異なる（0.88 乗と 1 乗）が，異なる測定部（式(3.9) は測定部 B, 式(3.13) は測定部 A）と異なるデータ処理方法により導出した相関式が相互に比較的良好に一致することから，導出した相関式は 10 m 規模の実機ピットに適用できると判断される．式(3.13) と(3.14) とは図 3.16 における傾きがほぼ同じであることから，温度依存性がほぼ一致しており，実験式(3.13) による熱流束は相似則に基づく式(3.14) による熱流束の約 2.8 倍になっている．

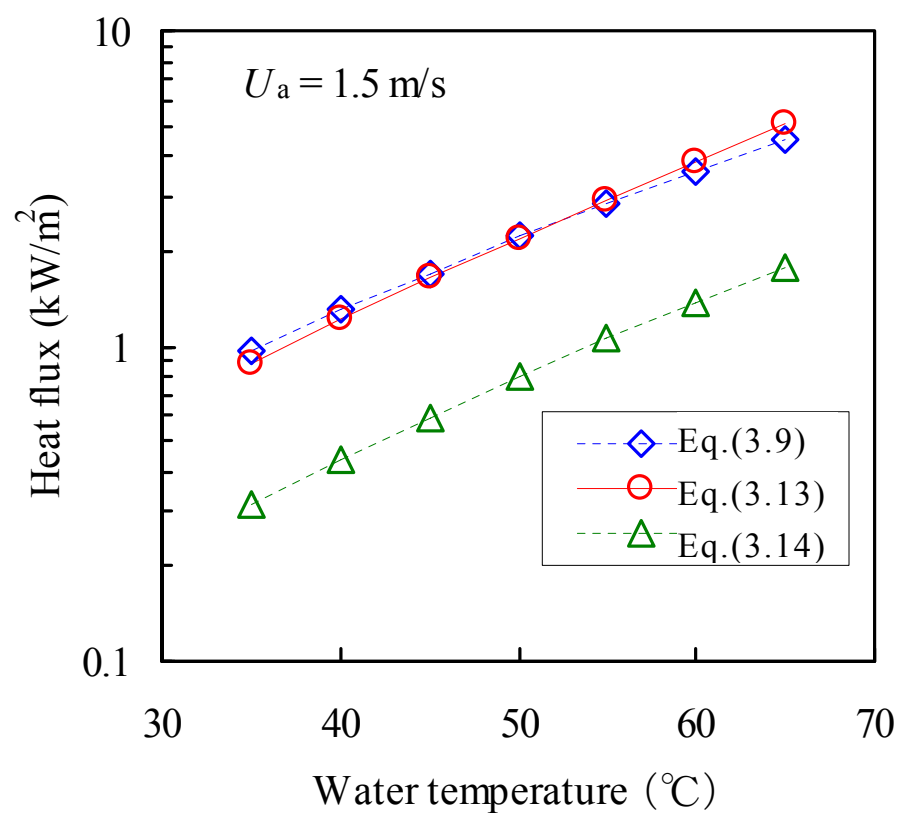


図 3.16 熱流束予測値の比較 ($l = 10 \text{ m}$)

第3章 蒸発熱流束の予測方法

空気流速 $U_a = 1.5 \text{ m/s}$ ，水温 $T_w = 65^\circ\text{C}$ として式(3.8) と(3.9) および(3.13) で計算した伝熱面長さの影響を図 3.17 に示す．実機規模である伝熱面長さ l が 10 m 程度では，式(3.9) でも(3.13) でも同等の熱流束を示すことが分かる．式(3.9) による計算では図 3.16 と同様に循環流領域と正流領域を 0.25 : 0.75 に分割して熱流束を計算した後に加重平均をとった．式(3.9) は熱伝達と物質伝達との相似則を用いて伝熱面長さ 0.3 m における測定値を実機ピット約 10 m に外挿することになる．式(3.13) は大規模伝熱面に対応する海洋モデルを参照して伝熱面長さ 0.94 m における測定値を相関式化したものであるが，伝熱現象は同一ではない．したがって式(3.9)，(3.13) とともに伝熱面長さに対する不確かさがある．

実機ピットへの適用の際には，水温と蒸気質量分率差の影響が従来相関式(3.12) と同じ式(3.13) を使用することが推奨されるが，伝熱面長さの影響については式(3.9) と (3.13) との最大値を使用することが推奨される．これは，伝熱面長さ l が小さい場合は式(3.9) の不確かさは小さいが，伝熱面長さ l が大きくなれば式(3.9) の不確かさは相対的に大きくなり，式(3.13) のほうが妥当と考えられるためである．

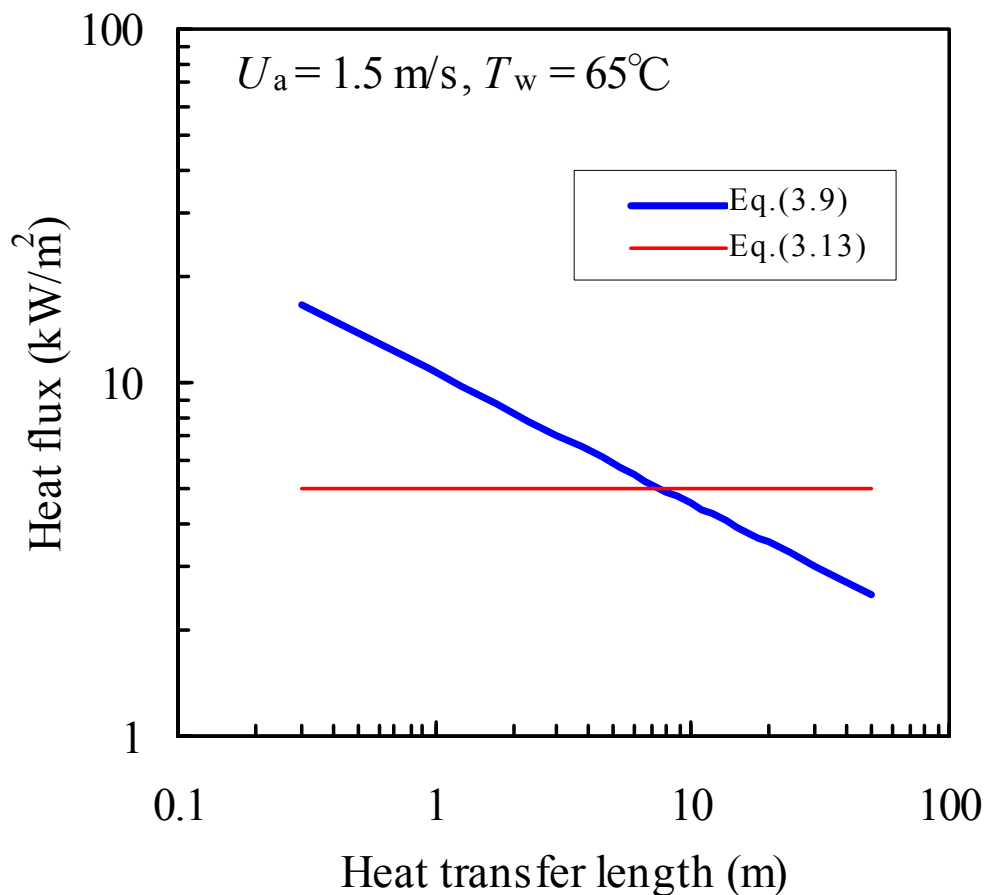


図 3.17 伝熱面長さの影響

3.5 自然対流空気への蒸発熱流束の相関式

全交流電源喪失時など換気空調系が停止している状態では、ピット水面の上方面では上面加熱による自然対流が生じる．そこで、ここでは水平平板上向き加熱での自然対流熱伝達と蒸気の物質伝達との相似則を用いて伝熱面平均の蒸発熱流束の相関式を導出する．上面加熱による自然対流熱伝達率⁽⁷⁾と物質伝達との相似則⁽⁸⁾を使用すると、自然対流蒸発の熱流束は式(3.15)と(3.16)で表わせる．なお、式(3.15)は強制対流に対する式(3.8)と同じである．

$$q_{E,nc} = h_D \rho \left(\frac{0.622 P_{S0}}{P - 0.378 P_{S0}} - \frac{0.622 P_{S\infty}}{P - 0.378 P_{S\infty}} \right) h_{fg} \quad (3.15)$$

$$Sh = \frac{h_D l}{D} = 1.65 \times 0.0185 Gr^{0.4} Sc^{0.4}, \quad Gr = g \left| \frac{\rho_0 - \rho_\infty}{\rho_\infty} \right| \frac{l^3}{\nu^2}, \quad Sc = \frac{\nu}{D} \quad (3.16)$$

水平平板上の自然対流は伝熱面寸法に依存し、熱伝達率の代表長さ l には伝熱面の大きさが用いられる⁽⁷⁾．実機のピット水面は矩形であることから、水平面の長辺と短辺の平均値⁽¹²⁾を用いる．式(3.16)の1.65は上面加熱で加熱面が側壁で囲まれている場合の倍率⁽⁷⁾であり、 ρ_0 は水面上における湿り空気密度、 ρ_∞ はバルク空気中における湿り空気密度である．湿り空気密度 ρ には ρ_0 と ρ_∞ との平均値を用いた．

式(3.13)と(3.16)をFujiiら⁽⁴⁾による相関式と比較して図3.18に示す．Fujiiらによる相関式は次式で与えられている．

$$h_e = 1.43 \left(\frac{\bar{C}_s}{\bar{C}_a} \right) [\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (0.5 \leq \left(\frac{\bar{C}_s}{\bar{C}_a} \right) \leq 100) \quad (3.17)$$

ここで、 h_e は蒸発熱伝達率、 \bar{C}_s と \bar{C}_a はそれぞれ、対数蒸気平均濃度、対数空気平均濃度 ($\bar{C}_a = 1 - \bar{C}_s$) である．強制対流に対する式(3.13)では空気流速 $U_a = 1.5$ m/s、空気温度 $T_a = 20^\circ\text{C}$ として計算した．自然対流に対する式(3.16)の計算では、代表長さ l にピット水面の長さ 10 m と幅の平均値⁽¹²⁾ $l = (10 + 15)/2 = 12.5$ m を使用した．強制対流と自然対流では水温依存性が大きく異なっている．Fujiiらによる相関式は、熱伝達と物質伝達との相似則による自然対流に対する式(3.16)と同様の傾向を示しており、式(3.16)の3.5～1.2倍になっている．このFujiiらによる相関式は、伝熱面積 $0.034, 0.29$ m²、圧力 $0.1 \sim 0.32$ MPa、滞留空気中 ($U_a = 0$ m/s) における測定値に基づいており、蒸気分圧比 (P_{S0}/P) と熱流束はほぼ本研究の適用範囲内であるが、蒸気分圧の値が大気圧の建屋内空気より高いことから、低

水温の範囲では熱流束を大きく評価していると判断される。一方，熱伝達と物質伝達との相似則による式(3.16) は，Fujii らによる相関式の適用範囲である 100°C でほぼ一致しており，比較的妥当な結果を与えていると判断される。

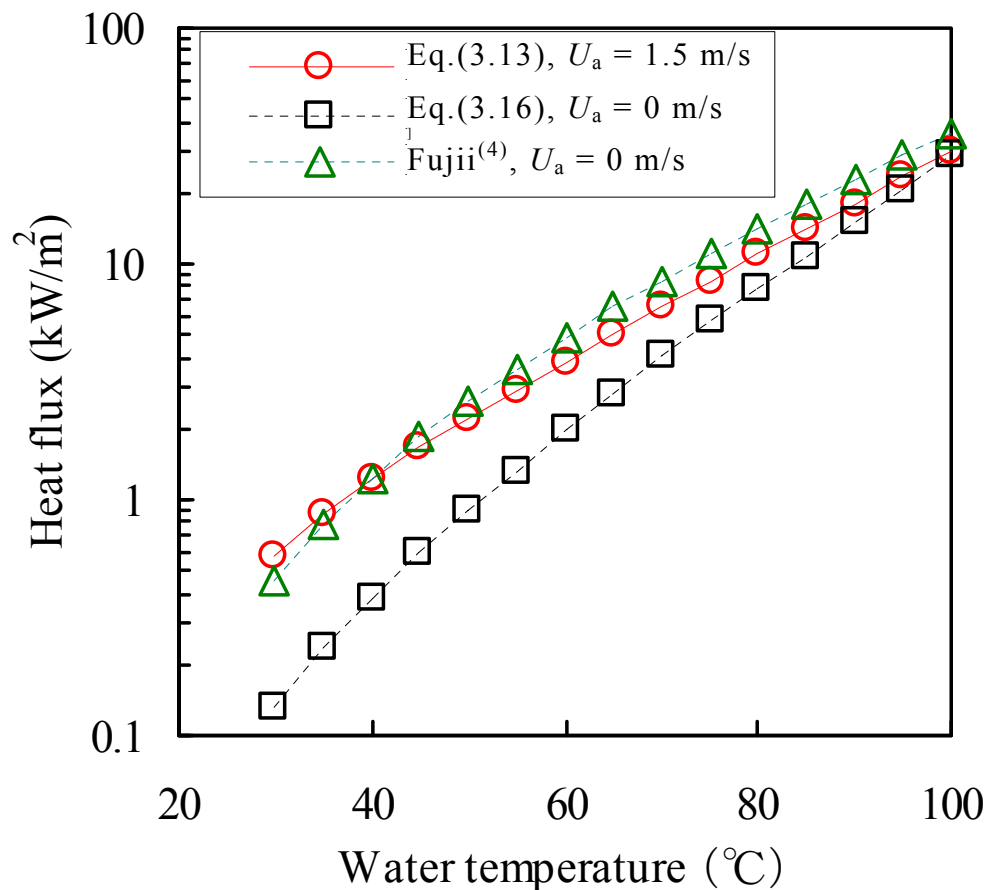


図 3.18 相似則に基づく自然対流に対する相関式(3.16) と Fujii らによる相関式(3.17) との比較

3.6 まとめ

伝熱面長さ 10 m 規模の SFP 水面から換気空気への蒸発熱流束を予測することを目的として、伝熱面長さ 0.94 m の測定部 A と 0.30 m の測定部 B を使用して水温 35～65℃で測定された小泉らによる熱流束データを用いて強制対流蒸発に対する相関式を導出した。

- (1) 測定部 B で得られた熱流束データのうち出口相対湿度が 100%未満の測定値と熱伝達と物質伝達との相似則を用いて導出した相関式では、熱流束はレイノルズ数 (空気流速) の 0.63 乗に比例し蒸気質量分率差 (水面における蒸気質量分率と空気中の蒸気質量分率の差) の 0.88 乗に比例した。
- (2) 測定部 A において相対湿度が 100%未満の範囲と 100%の範囲とに区分し、測定部 B (出口相対湿度 100%未満) で得られた熱流束を用いて測定部 A における熱流束を補正し、蒸気濃度境界層が発達した相対湿度 100%を対象とする相関式を導出した。この相関式では、伝熱面長さを変数に含まず、熱流束は空気流速の 0.60 乗に比例し蒸気質量分率差の 1.0 乗に比例した。
- (3) 伝熱面長さ 10 m に対して(1)で述べた測定部 B から導出した相関式と、(2)で述べた測定部 A から導出した相関式を比較した結果、相互にほぼ一致したことから、これらの相関式は実機ピットに適用できると判断される。

2 種の測定部から導出した 2 つの相関式とも、蒸発熱流束と対流熱流束とを区分しておらず、伝熱機構に対応した相関式の導出は今後の課題である。また、伝熱面長さの影響については比較データがなく、検証が十分ではない。

全交流電源喪失時など換気空調系が停止している状態、つまり自然対流空気流れに対する蒸発熱流束相関式を、自然対流熱伝達と物質伝達との相似則を用いて導出した。

- (4) 導出した相関式は、Fujii らの相関式による熱流束の約 0.3～0.8 倍になっているが、温度依存性は同様の傾向を示した。また、Fujii らの相関式の適用範囲である 100℃でほぼ一致しており、比較的妥当な結果を与えていると判断される。

導出した自然対流空気流れに対する蒸発熱流束相関式は第 5.4 節において福島第一原子力発電所における測定値を用いて検証する。

参考文献

- (1) J. Kondo, “Air-Sea Bulk Temperature Coefficients in Diabatic Conditions”, *Boundary-Layer Methodology*, Vol. 9 (1975), pp. 91-112.
- (2) W. G. Large and S. Pond, “Sensible and Latent Heat Flux Measurements over the Ocean”, *Journal of Physical Oceanography*, Vol. 12 (1982), pp. 464-482.
- (3) B. K. Kara, P. A. Rochford and H. E. Hurlburt, “Efficient and Accurate Bulk Parameterizations of Air-Sea Fluxes for Use in General Circulation Models”, *Journal of Atmospheric and Ocean Technology*, Vol. 17 (2000), pp. 1421-1438.
- (4) T. Fujii, Y. Kataoka and M. Murase, “Evaporation and Condensation Heat Transfer in a Suppression Chamber of the Water Wall Type Passive Containment Cooling System”, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 33, No. 5 (1996), pp. 374-380.
- (5) 池内飛鳥, 海老原豊, 小泉安郎, 村瀬道雄, “温水から空気への蒸発を伴う熱伝達に関する研究”, 日本機械学会北陸信越学生会第39回学生員卒業研究発表講演会, No. 712 (2010).
- (6) Y. Koizumi, Y. Ebihara, T. Hirota and M. Murase, “Evaporation Heat Transfer of Hot Water from Horizontal Free Surface”, *Proceedings of The 14th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics*, Toronto, Canada, September 25-30 (2011), NURETH14-39 [CD-ROM].
- (7) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 (改訂第4版), 日本機械学会 (1986), pp. 68-70.
- (8) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 (改訂第4版), 日本機械学会 (1986), pp. 114-117.
- (9) Y. Nagano, Y. Yin and T. Tsuji, “Numerical prediction of turbulent buoyant flows”, *Proceedings of 7th Symposium on Turbulent Shear Flows*, Vol. 1, Stanford, (1989), 12.1.1-12.1.6.
- (10) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 (改訂第4版), 日本機械学会 (1986), pp. 44-49.
- (11) 石川一郎, 辻野博之, 平原幹俊, 中野英之, 安田珠幾, 石崎廣, “気象研究所共用海洋モデル (MRI.COM) 解説”, 技術報告第47号, 気象研究所 (2005), pp. 101-109.
- (12) M. N. Ozisik and E. Robert, *Basic Heat Transfer*, Krieger Publishing Company, Florida, USA (1987), p.309.

第4章 ピット水の3次元熱流動解析

4.1 はじめに

第1章で述べたように、SFPの浄化冷却設備停止時にはピット水温上昇およびピット水温が保安規定に定める上限値（65℃）に達するまでの時間を評価することが重要になる。SFPにおける放熱と水温を評価する際の最も重要な不確かさは、発熱源である崩壊熱の計算とピット水面から空気流への蒸発熱伝達の計算である。浄化冷却設備停止時のSFP水温上昇に関する報告は見あたらないが、崩壊熱相関式^{(1)~(3)}を用いて放熱を無視した断熱計算が行われている。

本研究では水温上昇の予測精度の向上を目的として、第2章ではORIGEN 2.2⁽⁴⁾を用いて燃料仕様に対応した崩壊熱テーブルを整備した。第3章では小泉ら⁽⁵⁾⁽⁶⁾による水温35～65℃における蒸発熱伝達実験結果を用いて強制対流空気への蒸発熱流束の相関式を導出するとともに、自然対流熱伝達⁽⁷⁾と物質伝達との相似則⁽⁸⁾を用いて温水から建屋内空気への蒸発熱流束の相関式を導出した。

本章では、浄化冷却設備停止時のSFPの熱損失と水温を評価するために、CFDソフトウェアFLUENT 6.3.26を用いてピット水の3次元熱流動解析を実施した。計算においては、燃焼計算ソフトウェアORIGEN 2.2を用いて第2章で整備した崩壊熱テーブルおよび第3章で導出した水面から換気空気への蒸発熱流束の相関式を用いた。ピット水の3次元熱流動解析では、崩壊熱の影響を評価するとともに、計算結果を実機における測定値と比較して検証を行った。

4.2. 計算モデルと計算方法

図4.1に計算に用いたピットの概要を、図4.2に計算グリッドを示す。水面下のピットの幅、長さ、深さはそれぞれ、約15 m、10 m、12 mである。ピットの長さと深さは施設ごとの相違が小さい。ピットの幅は10～20 mであり、15 mは中間的サイズである。側面のコンクリート厚さは1.8 mである。必要となる計算セル数を低減するために、ラック内の照射済燃料集合体間であるギャップに存在するピット水をラック内側からラック外側に移動し照射済燃料集合体はラック内に隙間無く配置した。したがって、ラック間のギャップは実際のギャップより大きく、ラック内の水平断面積は実機より小さくなっている。計算セルは全てヘキサメッシュとした。壁近傍のメッシュサイズは約0.2 mで、コンクリート領域を含む全計算セル数は約75,000となった。

水温に対する計算誤差の目標は約5%とした。図4.2に示す計算グリッド数約75,000セルは、Takamoriら⁽⁹⁾によるメッシュ分割と比較して、この目標を満足させるに十分である。Takamoriらは、BWRのサブプレッションプールを模擬した0.5×1.0×3.9 mの水プールを対象とする計算を行ない、最小メッシュ幅を0.1 mとし、総セル数1,500～2,340の範囲で温度計算への影響が小さい（計算誤差は測定値に対し3℃で4%以内）と報告している。

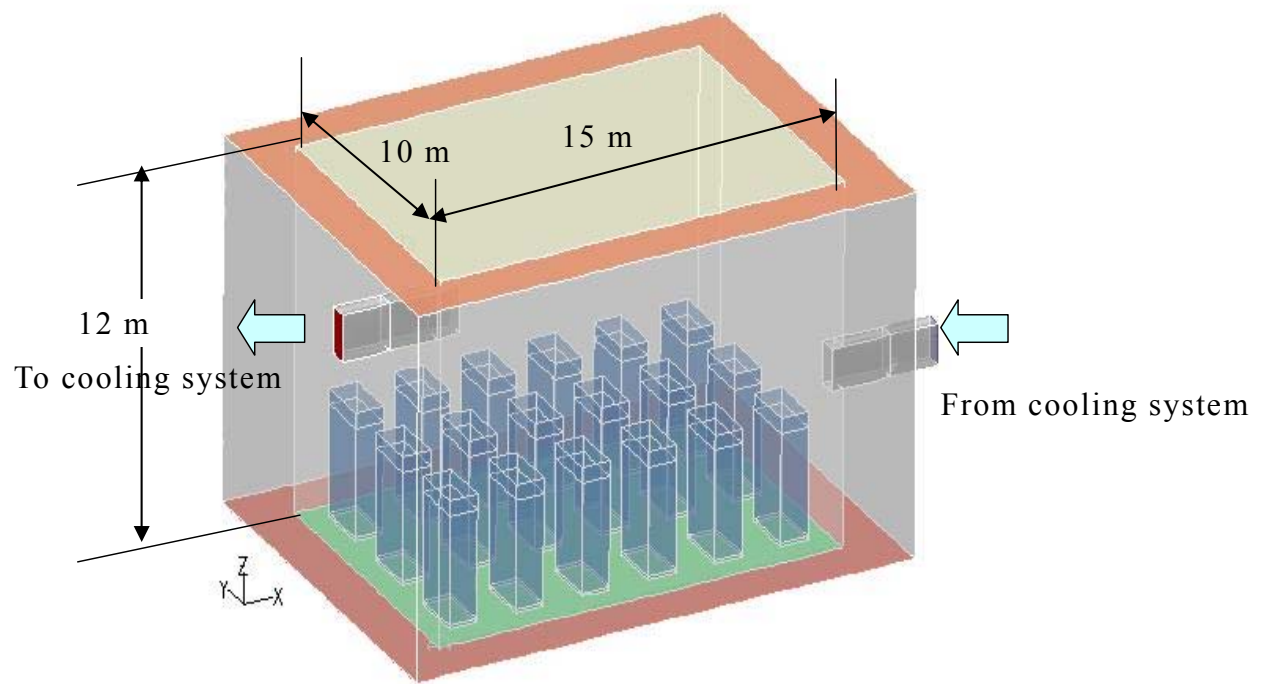
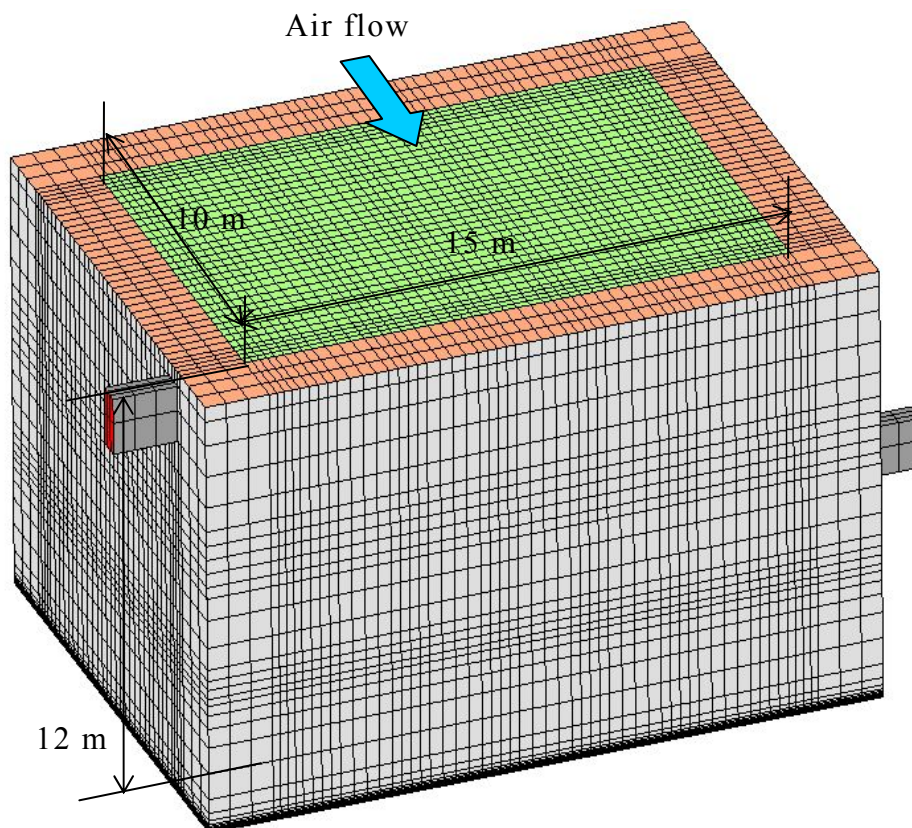
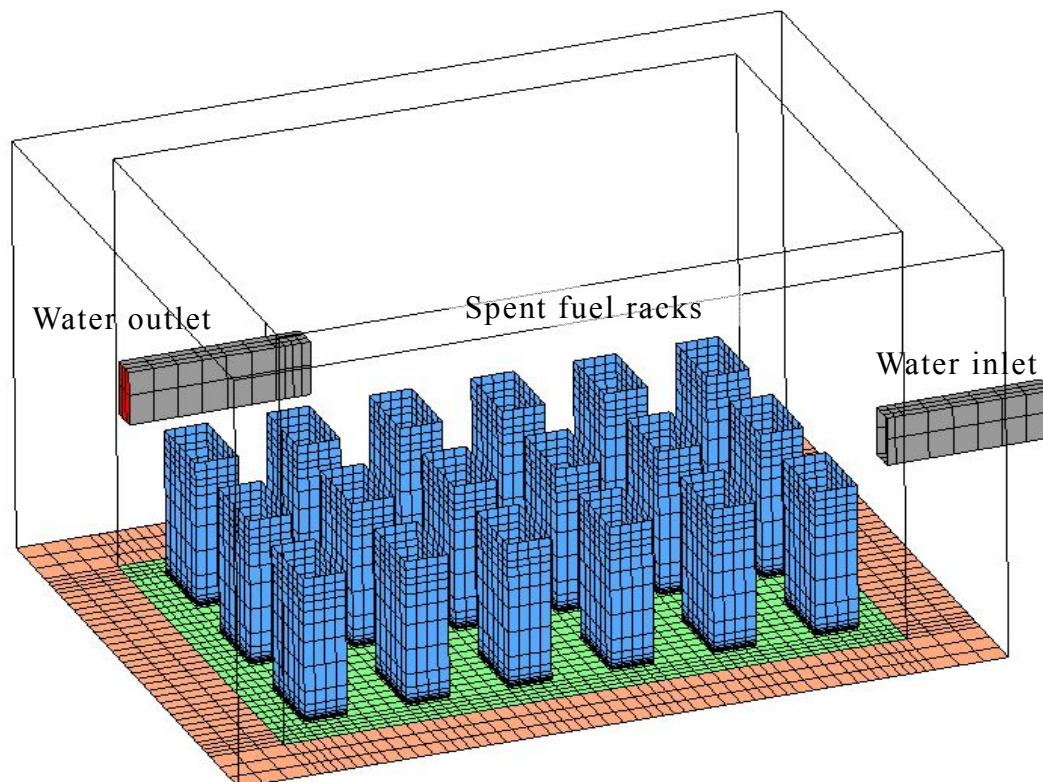


図 4.1 ピットの概要



(a) 計算グリッドの外表面



(b) ラックの計算グリッド

図 4.2 計算グリッド

第4章 3次元熱流動解析

流れ場の計算では、乱流モデルには計算の安定性を考慮して標準 $k-\varepsilon$ モデルを使用した。空気流が水面に及ぼす影響は小さいことから、水面上ではすべり条件を使用した。なお、第 3.3.2 項で述べたように、蒸発熱伝達実験では、空気流速 2.08 m/s では波が観測されエントレインメントが生じる場合があったが、 2 m/s 以下の空気流速では水面上における波は観測されていない。側壁と底面およびラック面では非すべり条件と標準壁関数を用いた。ラック単位で照射済燃料集合体とギャップに存在するピット水を分離し、照射済燃料集合体部分はポーラス（多孔質）近似にした。燃料棒の摩擦損失による流動抵抗と燃料集合体グリッドによる形状抵抗係数を含めた液体の慣性に比例する慣性抵抗（一定値）を入力した。この流動抵抗は CFD ソフトウェア FLUENT 6.3.26 に装備されている慣性抵抗モデルを用いた。自然循環力を生じる水密度の計算には、非圧縮性流体の性質を一部取り入れながら、圧力以外（温度など）の熱力学量の変化による密度変化を残すことを簡潔に表現したブジネスク近似を使用した。

温度場の計算では、崩壊熱と放熱によるピット水の自然対流による混合とコンクリート内の熱伝導を計算した。各ラックにおける発熱量（崩壊熱）は体積発熱として異なる値を入力できる。ピット水からコンクリートへの自然対流熱伝達率には Kataoka ら⁽¹⁰⁾ による実験相関式(4.1)を使用した。

$$Nu = \frac{h \cdot l}{\lambda_w} = 0.13(Gr \cdot Pr)^{1/3} = 0.13Ra^{1/3}, \quad Gr = g\beta(T_w - T_c)\frac{l^3}{\nu^2} \quad (4.1)$$

ここで、 Nu 、 Gr 、 Pr と Ra はそれぞれ、ヌッセルト数、グラスホフ数、プラントル数とレイリー数、 $g \text{ [m/s}^2\text{]}$ は重力加速度、 $h \text{ [kW/(m}^2\text{} \cdot \text{K)]}$ はピット水からコンクリートへの熱伝達率、 $T_w \text{ [}^\circ\text{C]}$ と $T_c \text{ [}^\circ\text{C]}$ はそれぞれ水とコンクリートの温度、 $l \text{ [m]}$ はピット底面からのピット水高さ、 $\beta \text{ [1/K]}$ は水の熱膨張率、 $\lambda_w \text{ [kW/(m} \cdot \text{K)]}$ は水の熱伝導率、 $\nu \text{ [m}^2\text{/s]}$ は水の動粘性係数である。ピット水から換気空気への蒸発熱流束には導出した相関式(3.13)を使用した。底面部分のコンクリートおよびコンクリート外面は断熱として扱い、計算領域外とした。式(3.13)を用いた蒸発熱流束の計算では、換気空気の温度と湿度は空気密度に影響するが、本研究で検討する範囲では影響が小さいことから、一定の温度 (20°C) と湿度とした。水面近傍の平均空気流速として、図 3.4 で示した水面近傍における換気空気の平均流速 $U_a = 1.36 \text{ m/s}$ を、式(3.13) で用いた。

浄化冷却設備停止前の初期条件を得るために、冷却水がピットに流入する流れとピットから排出される流れが存在する条件で計算を行った。この計算では、冷却水出口および冷却水入口では速度一定の境界条件を用いた。式(3.13)を用いた蒸発熱伝達率の計算では、空気の温度と湿度は一定にした。換気空気の温度は実機プラント立地点の年間平均気温を目安に 20°C とした。崩壊熱は 5 MW とした。各ラックにおける崩壊熱は体積発熱として異なる値を入力できるが、ここでは対称条件による流れ場を評価するために全てのラックに同一の発熱量を入力した。冷却水停止前の計算における初期水温は 22°C として計算を行ない、浄化冷却設

備停止前の定常状態を確立後、冷却水流れを停止し、水温上昇を計算した。浄化冷却設備停止時点のピットの体積平均水温は 22.5°C となった。浄化冷却設備停止時点における SFP 水の状態を初期条件として過渡解析を行った。過渡計算のタイムステップは 10 秒とした。

4.3 ピット水の流速分布と水温分布

図 4.3 に浄化冷却設備停止直前における垂直断面 ($Y = 0.45 \text{ m}$) でのピット水の流速分布の計算結果を示す。浄化冷却設備からの冷却水は図右側中央付近からピットに入り、図左上側から出ていく。浄化冷却設備からの冷却水は低温で密度が大きいためピットに流入後に下方に流れ、左上側からの流出により出口近傍ではピット水が上方に流れることから、ラック上方に時計方向回りの循環流が形成されたと考えられる。図右側下部で流速が大きい領域があるが、これは浄化冷却設備からの冷却水が下方に流れるためである。

図 4.4 に浄化冷却設備停止直前における垂直断面中央 ($Y = 5 \text{ m}$) でのピット水の水温分布の計算結果を示す。浄化冷却設備から流入する低温の冷却水がピット内を流下して底部に広がるため底部では水温が低くなっている。一方、ラック内から上昇する相対的に高温のピット水と時計方向回りの循環流によりラック上方ではほぼ一様な水温分布になっている。この結果、ラック上方とピット底部との間に温度成層化現象が生じている。

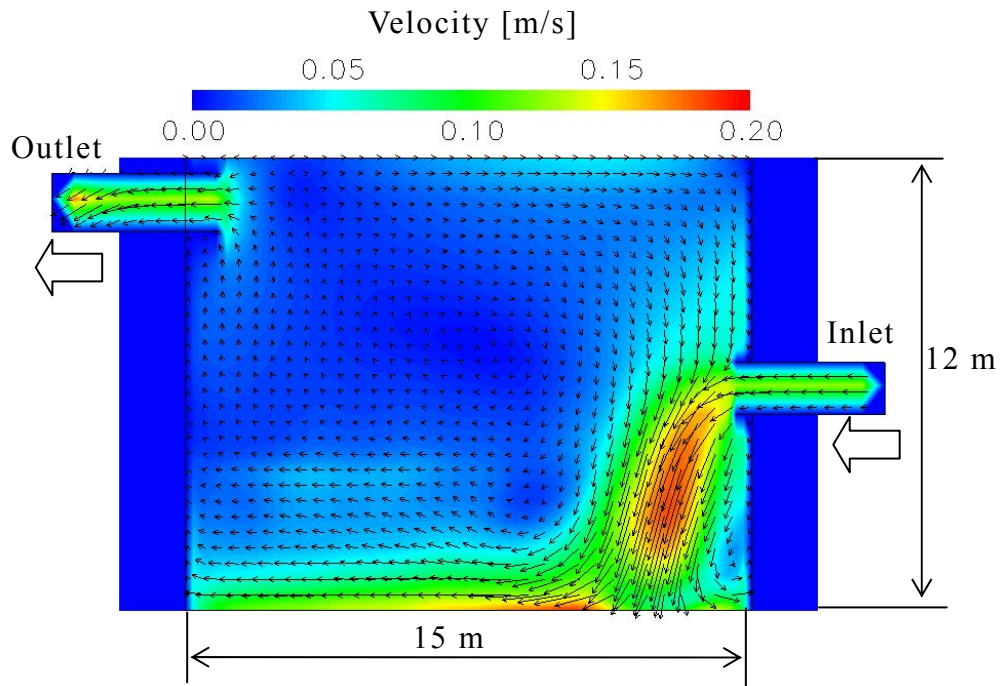


図 4.3 流速分布 (崩壊熱 $Q_D = 5$ MW, 浄化冷却設備停止直前, $Y = 0.45$ m)

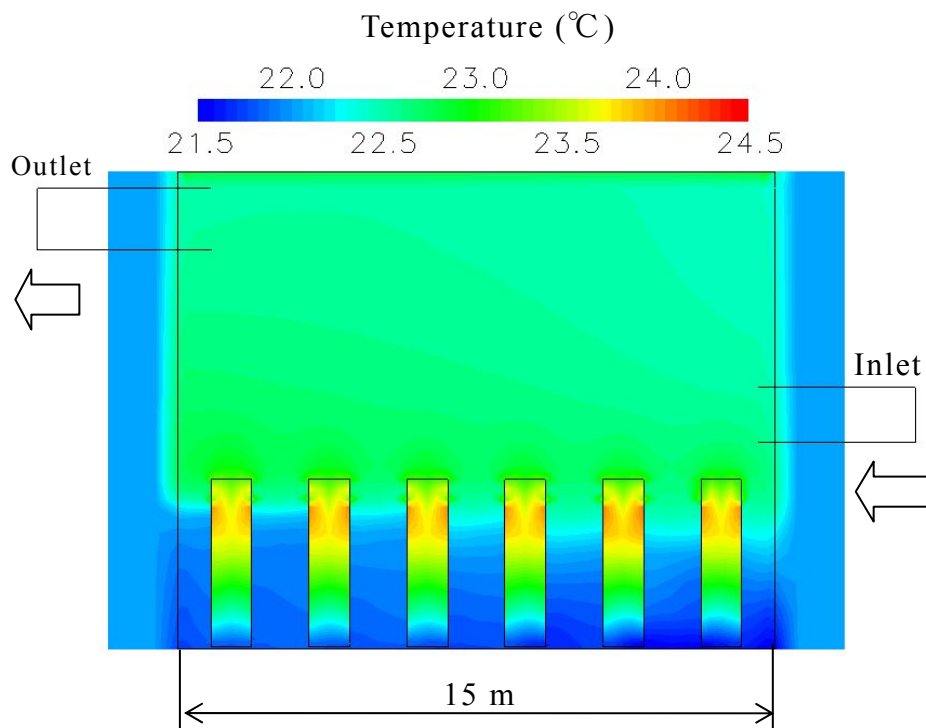


図 4.4 水温分布 (崩壊熱 $Q_D = 5$ MW, 浄化冷却設備停止直前, $Y = 5$ m)

図 4.5 は浄化冷却設備停止後 10 時間経過時点における垂直断面中央 ($Y = 5$ m) でのピット水の流速分布の計算結果を示す．崩壊熱 Q_D は 5 MW とした．ピットの下部においては，ラック内では熱源によりピット水は上方に流れ，ラック外側では下方に流れている．ピットの上部においては，対称な発熱条件下であっても大規模な循環流が浄化冷却設備停止直前（図 4.3 参照）から維持されている．

水面付近の水流速は，第 3.2.3 項（図 3.7 参照）で述べたように，約 0.03～0.08 m/s である．

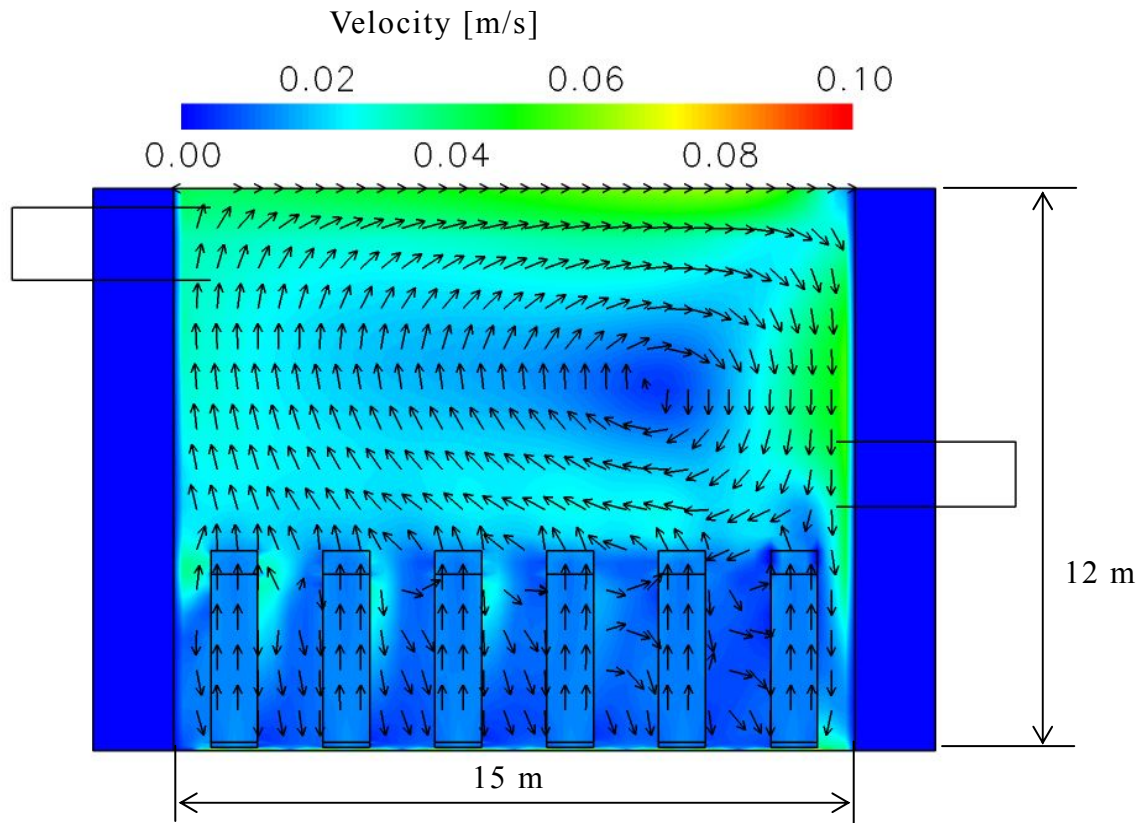


図 4.5 流速分布（崩壊熱 $Q_D = 5$ MW, 浄化冷却設備停止 10 時間後）

第4章 3次元熱流動解析

図 4.6 に浄化冷却設備停止 10 時間後における垂直断面中央 ($Y = 5 \text{ m}$) における水面およびピット内の温度分布を示す。崩壊熱 Q_D は 5 MW である。ラック単位で照射済燃料集合体とギャップに存在するピット水を分離していることから、水温が高い照射済燃料集合体領域が狭くギャップ水が存在する領域が広がっている。ピット水温は崩壊熱によりラック内で最大値を示し、ラックの外側では水面近傍とコンクリート壁近傍および底部近傍を除いて、ほぼ一様となっている。水面における温度分布は流れ方向を示し、水面温度は、下方からの上昇流領域で高く、放熱により流れ方向に沿って低くなっている。水面における温度差は 1°C 以内であり、ほぼ一様な分布となった。水面の温度分布からも一つの大きな自然循環流が形成されていることが推察される。

この浄化冷却設備停止 10 時間後における体積平均水温は 46°C であり、ラック内の最高水温との差は小さく約 2°C である。ピット下部の一部で水温が低い部分があるが、周囲との温度差は小さく、ピット全体が蓄熱に有効に利用されていることを示している。一方、側面のコンクリートは熱伝導率が水に比べて小さいことから、外部に熱が伝達されず、ピット水との接触面を除いて初期温度で維持されている。なお、水温が左下より右下が高くなっているが、これは図 4.5 の流速分布に示すように下向きの循環流による温水の押し下げの効果と上向きの循環流による温水の押し上げ効果によるものである。

図 4.7 に浄化冷却設備停止 20 時間後の垂直断面中央 ($Y = 5 \text{ m}$) におけるピット水の流速分布と水温分布を示す。流速分布は図 4.5 と同様である。SFP 下部では、ラック内では熱源によりピット水は上方に流れ、ラック外側では下方に流れている。SFP 上部では加熱条件が対称であるにも係わらず、大きな循環流が浄化冷却設備停止直前 (図 4.3 参照) から維持されている。ピット水温は崩壊熱によりラック内とラック出口近くで高く、ラックの外側では水面近傍とコンクリート壁近傍を除いて、ほぼ一様になっている。

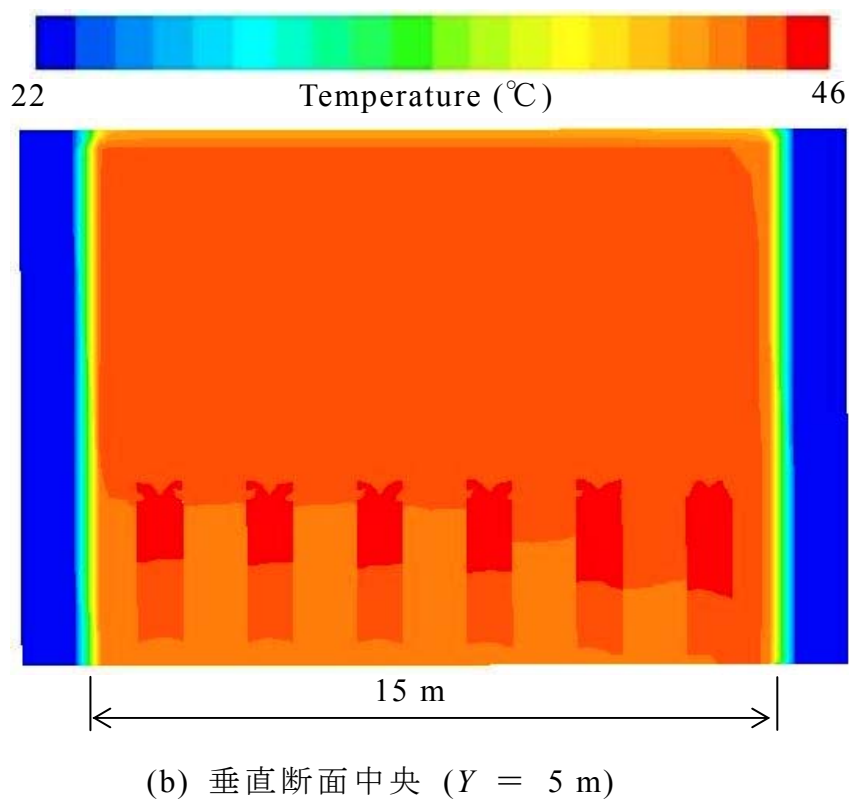
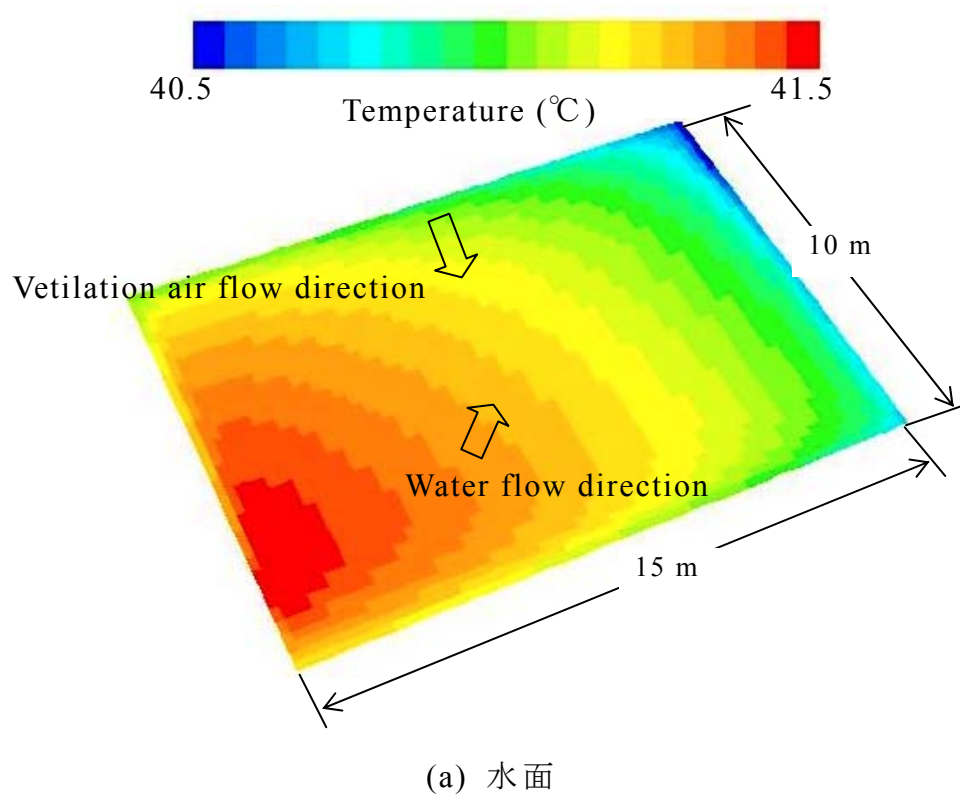
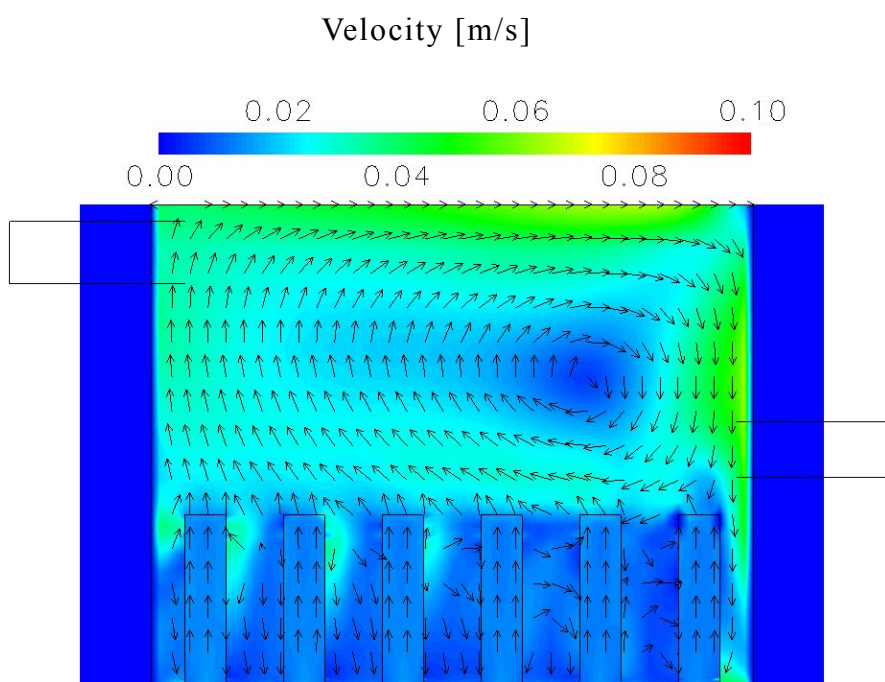
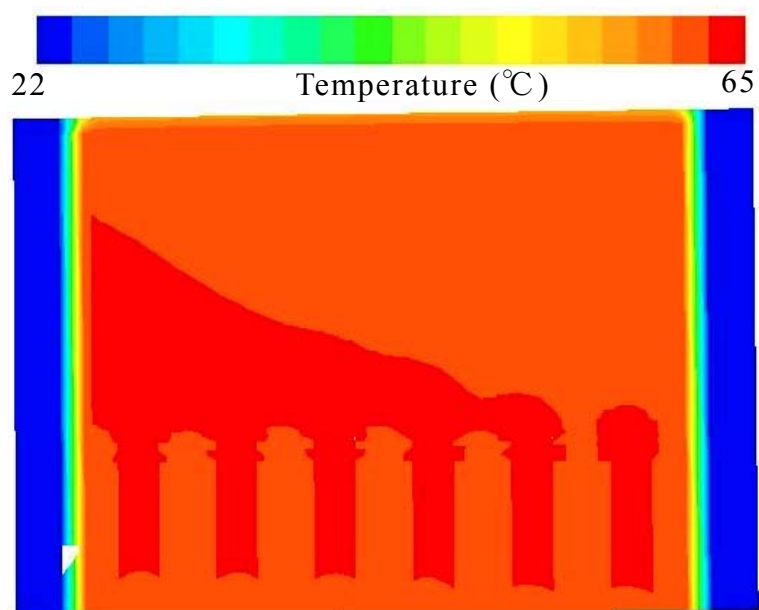


図 4.6 水温分布 (崩壊熱 $Q_D = 5 \text{ MW}$, 浄化冷却設備停止 10 時間後)



(a) 流速分布 ($Y = 5$ m)



(b) 水温分布 ($Y = 5$ m)

図 4.7 浄化冷却設備停止 20 時間後の流速と水温の分布(崩壊熱 $Q_D = 5$ MW)

図 4.8 に浄化冷却設備停止後のピット水温の時間変化を示す．計算による平均水温と水面温度とともに実機の水溫測定点における計算水温を示す．時間(t) = 0 は浄化冷却設備停止時点である．崩壊熱により体積平均水温は上昇していく．表面の計算セルを平均した表面平均温度は, 換気空気への放熱により体積平均水温より若干低くなっている．実機における測定は 1 点であるが, 測定位置での水温計算値は平均水温とよく一致しており, 測定位置が妥当であることを示している．水面の平均温度は放熱により平均水温より低くなっており, 平均水温が高くなるにつれて温度差が拡大している．これは水温上昇に伴い放熱量が増加することによる．

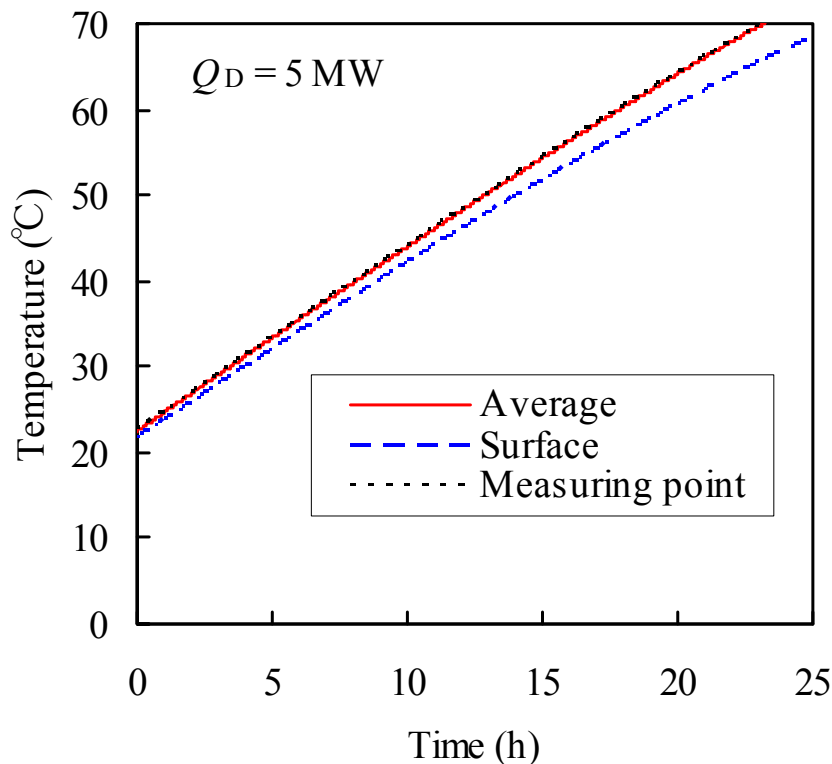


図 4.8 ピット水温の時間変化

図 4.9 にピット水からの熱損失の時間変化を示す. 浄化冷却設備停止時点におけるピットの体積平均水温である 22.5°C が空気温度 20°C より高いことから, 換気空気への放熱は時間(t) = 0 の時点でもゼロではない. しかし, コンクリートの初期温度はピット水温と同じであることから, コンクリートへの熱損失は時間(t) = 0 の時点でゼロである. 換気空気への放熱とコンクリートへの熱損失は水温の上昇とともに増加していく. コンクリート自体の低い熱伝導率のためにコンクリートへの熱損失は小さく, 換気空気への放熱の約 10% 程度であった. 図 4.9 は, 熱損失の評価のためには換気空気への放熱を精度よく計算する必要があることを示唆している.

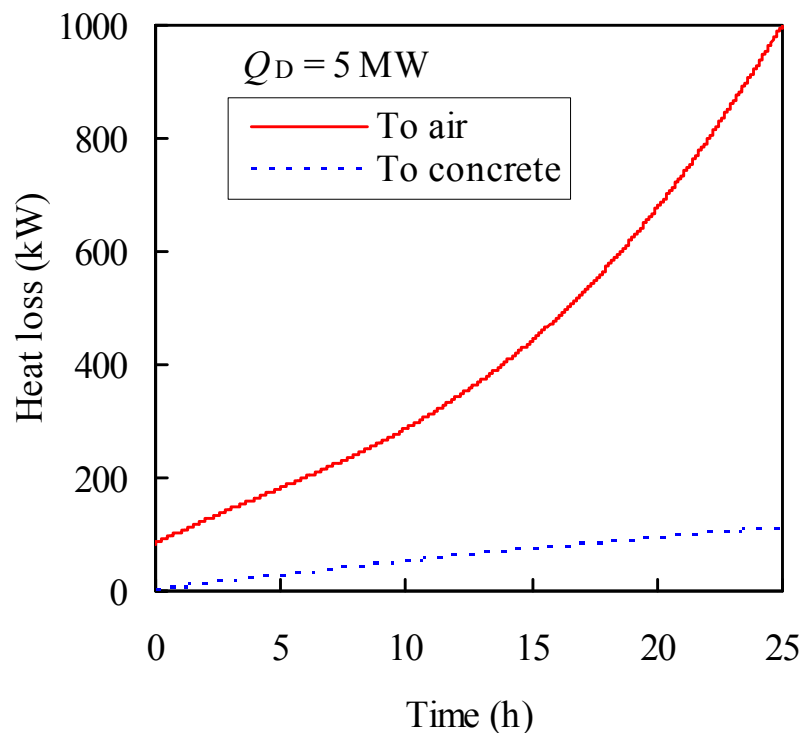


図 4.9 ピット水からの熱損失の時間変化
(崩壊熱 (Q_D) = 5 MW の場合)

4.4 崩壊熱の影響

本節では、崩壊熱の大小による水温への影響について検討を行った。図 4.10 は崩壊熱の平均水温への影響を示す(崩壊熱 Q_D は 1 MW, 5 MW, 10 MW の 3 ケース)。換気空気やコンクリートへの放熱がなく、崩壊熱は全て SFP の水温上昇に使用される、つまり断熱とした一領域計算モデルを用いた計算結果を破線で示す。崩壊熱が小さくなるにつれ、一定温度における熱損失の有無による差が大きくなる。これは崩壊熱に対する熱損失の割合が増加するためである。小さい崩壊熱での解析時間は長くなり、3次元計算は現実的ではない。感度解析や原子力発電所で実務として使用する場合は、例えばピット水を一領域として質量保存式とエネルギー保存式を解く単純な領域モデルでの計算が必要となる。

図 4.11 は水面温度と換気空気への熱損失に対する崩壊熱の影響を示している。崩壊熱の大小は平均水温と水面温度との関係にも、平均水温と換気空気への熱損失にも大きな影響を与えなかった。しかし、 $Q_D = 1$ MW のケースにおいては、崩壊熱の大きいケースに比べ、水面温度が低く、換気空気への熱損失が小さくなった。

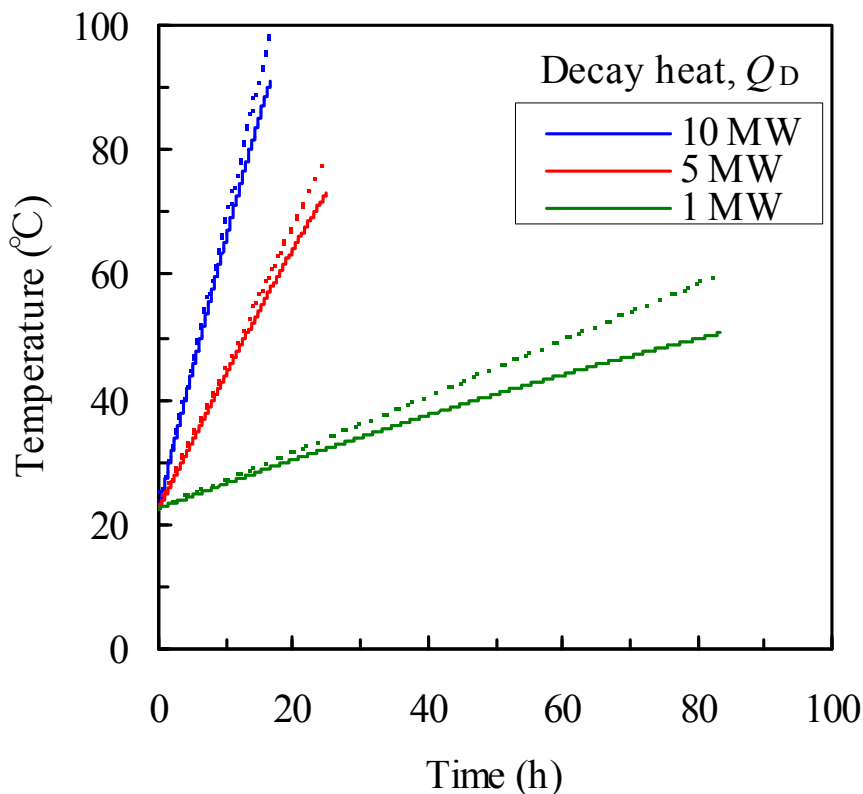
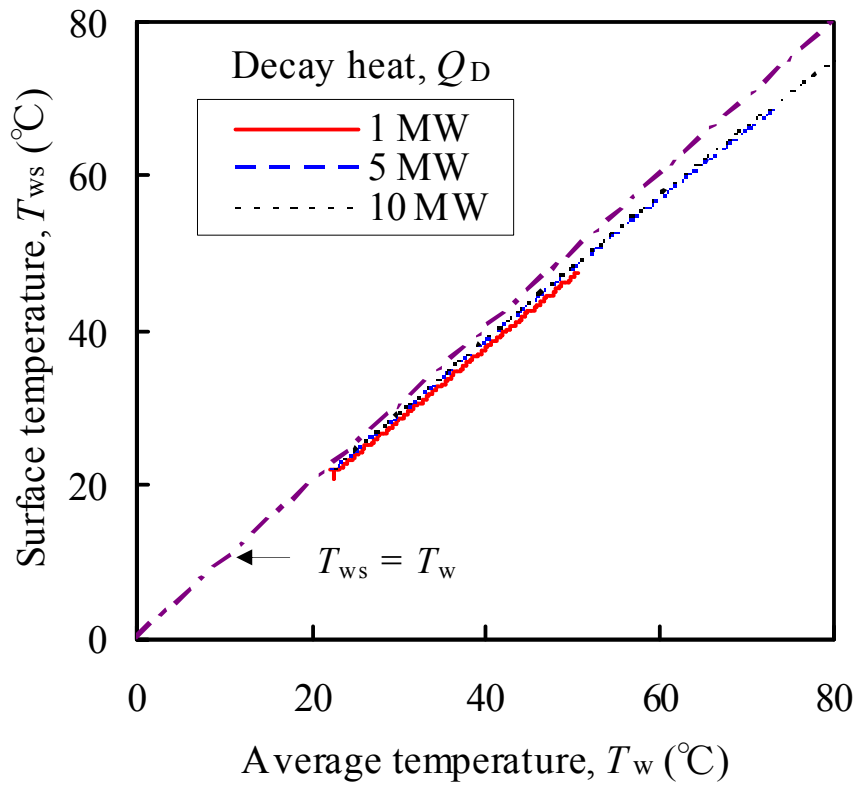
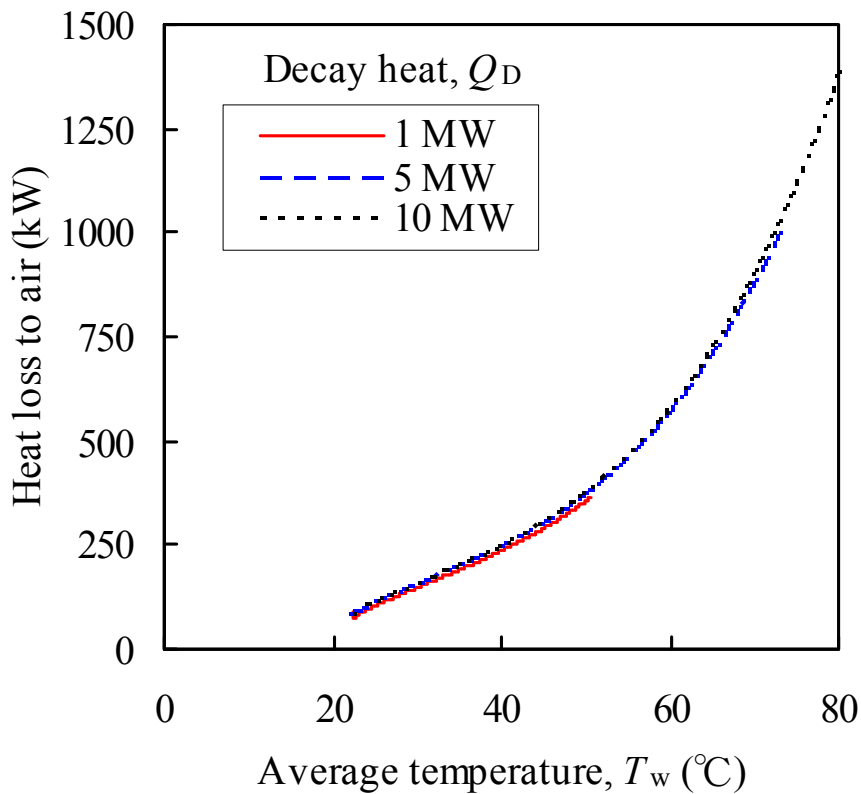


図 4.10 崩壊熱の平均水温への影響 (破線は一領域での断熱計算)



(a) 水面温度



(b) 換気空気への熱損失

図 4.11 水面温度と換気空気への熱損失に対する崩壊熱の影響

4.5 ピット水温解析の検証

表 4.1 にピット水温の検証解析に用いた測定条件を示す. Case 1 は, 原子炉停止から比較的少ない時間しか経過していない時点で原子炉から全ての燃料集合体を取り出されたため崩壊熱が大きく, かつ, 浄化冷却設備の停止時間が短い場合である. Case 2 は取り出し燃料がなく長期間冷却された照射済燃料集合体のみで崩壊熱が小さい場合である. 到達最高水温は, Case 1 で約 30℃, Case 2 で約 40℃である.

崩壊熱計算は第 2 章で述べた方法で行った. 崩壊熱はそれぞれのラックで同じではないが, 計算ではそれぞれのラックに同じ崩壊熱を入力した. また, 測定条件よりも低い水温 (22.5℃) から計算を開始した.

図 4.12 は水温の計算結果と常設の熱電対を用いた実機における測定値との比較を示す. 実線は測定値の近似曲線を示す. 測定値は 1 箇所での値であり, 測定間隔が短く Case 1 では変動が大きい一方, 測定間隔が長く温度上昇が大きい Case 2 では変動の影響が小さくなっている. 図 4.8 に示したように水温測定点における計算水温は平均水温とよく一致したことから, 本節では水温測定値と平均水温とを比較する. 経過時間は浄化冷却設備停止 t_0 から再起動 t_e までの時間差 ($t_e - t_0$) で規格化し, 水温は再起動時と停止時との温度差 ($T_e - T_0$) で規格化して示している. t_0 は浄化冷却設備停止時刻, t_e は浄化冷却設備再起動時刻, T_0 は時刻 t_0 における水温, T_e は時刻 t_e における水温である.

本研究で ORIGEN 2.2⁽⁴⁾ により計算された崩壊熱は ANS-5.1-1973⁽¹⁾ や AESJ⁽²⁾ の相関式によるものに比べて低かったが (図 2.4 参照), Case 1, 2 とも, 平均水温上昇を大きく評価した. Case 1 では, 停止した原子炉の炉心から比較的少ない時間しか経過していない時点で取り出され, 浄化冷却設備の停止時間が約 1 時間と短く崩壊熱の大きい照射済燃料集合体が保管されている. したがって, 初期過渡状態の影響が相対的に大きいことから, 計算値は浄化冷却設備停止時の前半では温度上昇率を小さく評価し, 後半では大きく評価しているが, 浄化冷却設備再起動までの停止期間中の平均水温上昇を大きく評価した. 平均水温上昇の過大評価は, Case 1 では 7% で, これは ORIGEN 2.2 の計算誤差 ($\pm 5\%$) とほぼ同じであり, 崩壊熱が大きい照射済燃料集合体の燃焼度は精度よく評価されていることを示唆している. 一方, Case 2 では平均水温上昇の過大評価は 36% である. Case 2 では, 長期間冷却された燃料に対して最大燃焼度 (48 GWd/t または 55 GWd/t) を用いて ORIGEN 2.2 により崩壊熱を計算したが, 実際の燃焼度は最大燃焼度に達していないと考えられる. このことが, 崩壊熱と平均水温上昇を大きく予測した主な理由であると考えられる. この大きく予測した他の理由として, 蒸発熱流束を小さく予測したことが挙げられる.

第4章 3次元熱流動解析

表 4.1 測定条件

	崩壊熱	浄化冷却設備停止期間	到達最高水温
Case 1	大	短い	約 30℃
Case 2	小	長い	約 40℃

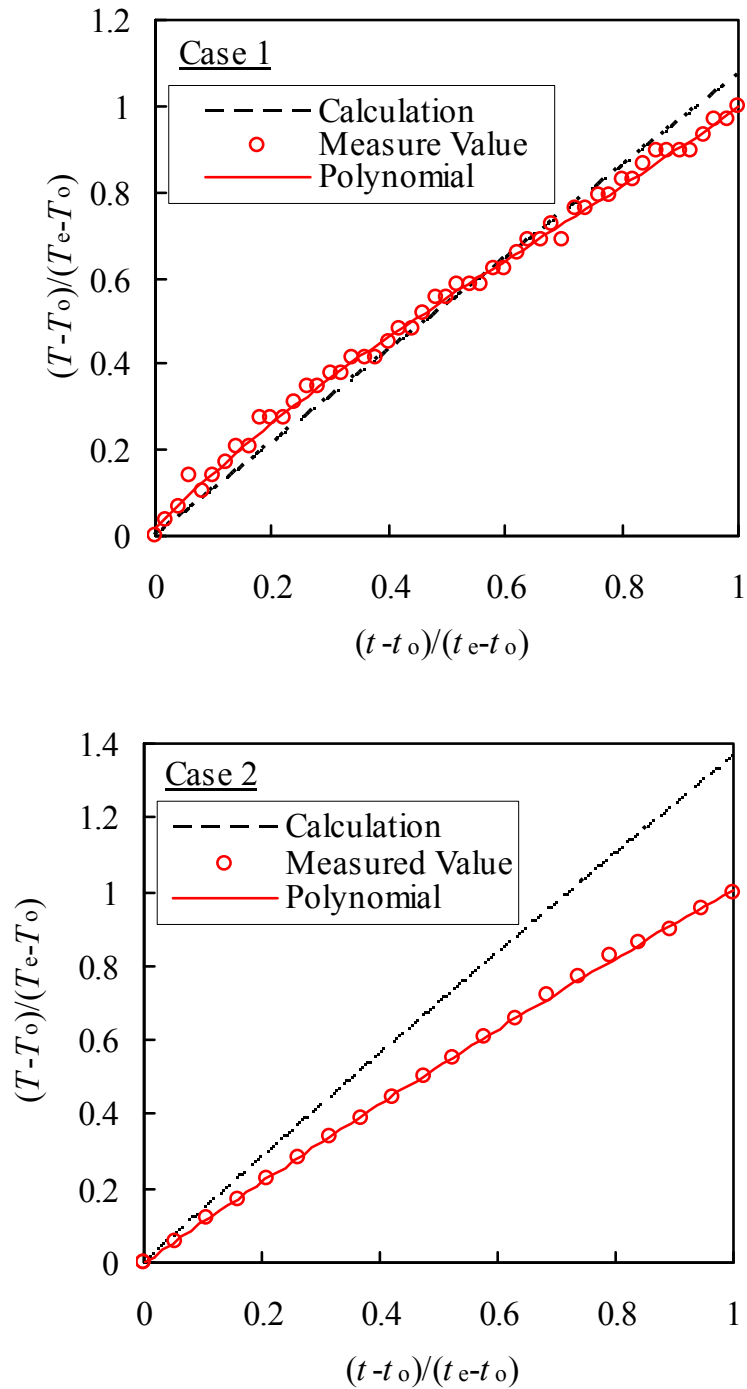


図 4.12 水温の計算結果と測定値との比較

第4章 3次元熱流動解析

崩壊熱の過大評価と蒸発熱流束の過小評価の分離を目的に、Case 2 について感度解析を実施した。図 4.13 はその結果である。初期期間と最終期間において、ピット水温上昇率を一致させるように、式(3.13) で計算した蒸発熱流束値の 200% ($2.0 q_E$) とした。崩壊熱計算は第 2 章で述べた方法 (ORIGEN 2.2) によって予測した値の 87%, 83%, 81%を用いた。その結果、崩壊熱予測値の 83%が測定値とよい一致を示した。崩壊熱の影響と蒸発熱流束の影響とを正確に分離するのは容易ではないが、図 4.13 は、ORIGEN 2.2 が長期間冷却された照射済燃料集合体の崩壊熱を大きく予測していることと、式(3.13) が蒸発熱流束を小さく予測していることを示している。崩壊熱予測については、長期間冷却された照射済燃料集合体に対して実際の燃焼度を用いて崩壊熱を計算する必要がある。一方、蒸発熱流束については、Case 2 の水温が低いことから、式(3.13) は十分には検証されていない。

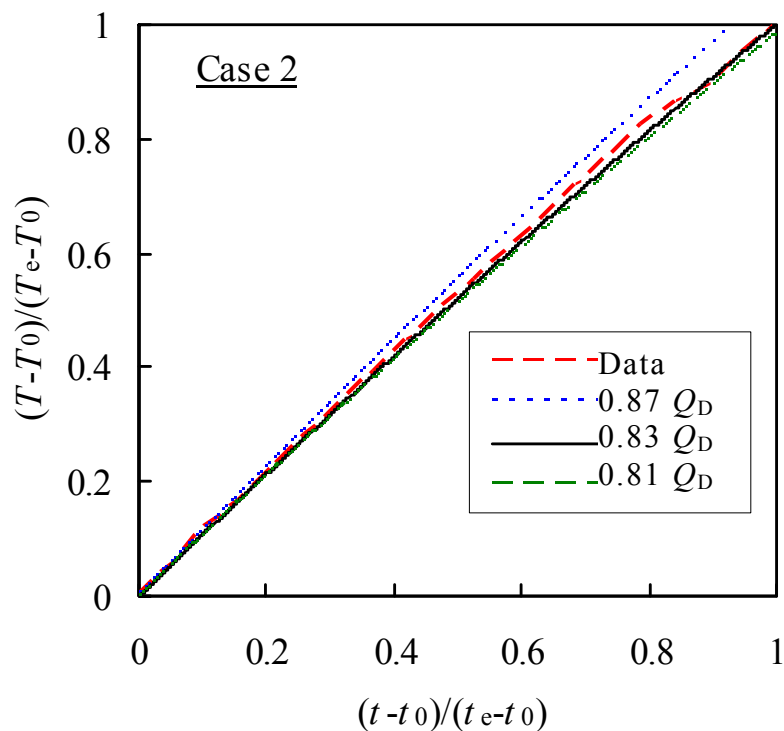


図 4.13 感度解析の結果 (計算条件: $2.0 q_E$)

4.6 考察

燃焼計算ソフトウェア ORIGIN 2.2⁽⁴⁾ は、図 4.12 の Case 1 に示すように、停止した原子炉の炉心から比較的短い時間の経過後に取り出された、崩壊熱の大きい照射済燃料集合体については崩壊熱を精度よく予測した。図 2.4 に示すように ORIGIN 2.2 による崩壊熱は長期間冷却された照射済燃料集合体に対して崩壊熱相関式より小さい値を示すにも係わらず、図 4.12 の Case 2 に示すように冷却時間が長く崩壊熱の小さい照射済燃料集合体については崩壊熱を大きく予測した。この崩壊熱を大きく予測した主な理由としては、長期間冷却された照射済燃料集合体の燃焼度を高く設定したことが挙げられる。浄化冷却設備停止時の SFP の水温を精度よく予測するためには、長時間冷却された照射済燃料集合体の燃焼度と崩壊熱の計算方法を改善することが望まれる。

図 4.12 および図 4.13 の感度解析結果に示すように、提案した蒸発熱流束相関式(3.13) は、蒸発熱流束を小さく予測した。ピット水からの主な熱損失は、図 4.9 に示すように水面から換気空気への蒸発熱伝達であり、水温を精度よく計算するためには、その相関式は重要である。しかし、本計算に用いた相関式(3.13) は、限られたデータに基づくものであり十分検証されたものとはなっていない。なぜなら、崩壊熱予測の不確かさは蒸発熱流束相関式から得られる放熱量の不確かさより大きいことおよび検証に用いた SFP 水温が低いためである。したがって、蒸発熱流束データもしくは高温における SFP 水温検証データを取得することが望まれる。

3次元計算にはコンピュータによる長い解析時間を要する。感度解析や原子力発電所での実務に使用するには計算時間の大幅な短縮が不可欠である。図 4.6 と図 4.7 に示すようにピット内の水温がほとんど一様であることから、ピット水を一領域として質量保存式とエネルギー保存式を解く単純な領域モデルによって、精度よく平均水温を得られる可能性がある。しかし、水面からの熱損失計算に影響を与える水面温度は、図 4.11 (a) に示すように、平均水温よりも低い点に留意する必要がある。一領域計算モデルで水面温度を評価するためには、SFP における自然循環流量が必要であるが、簡単には計算できない。したがって、例えば、3次元計算の結果から自然循環流量を評価して、崩壊熱の関数として自然循環流量を計算できるようにする必要がある。なお、ピット水からコンクリートへの熱損失は、図 4.9 に示すように、水面から換気空気への熱損失の約 1/10 である。

第4章 3次元熱流動解析

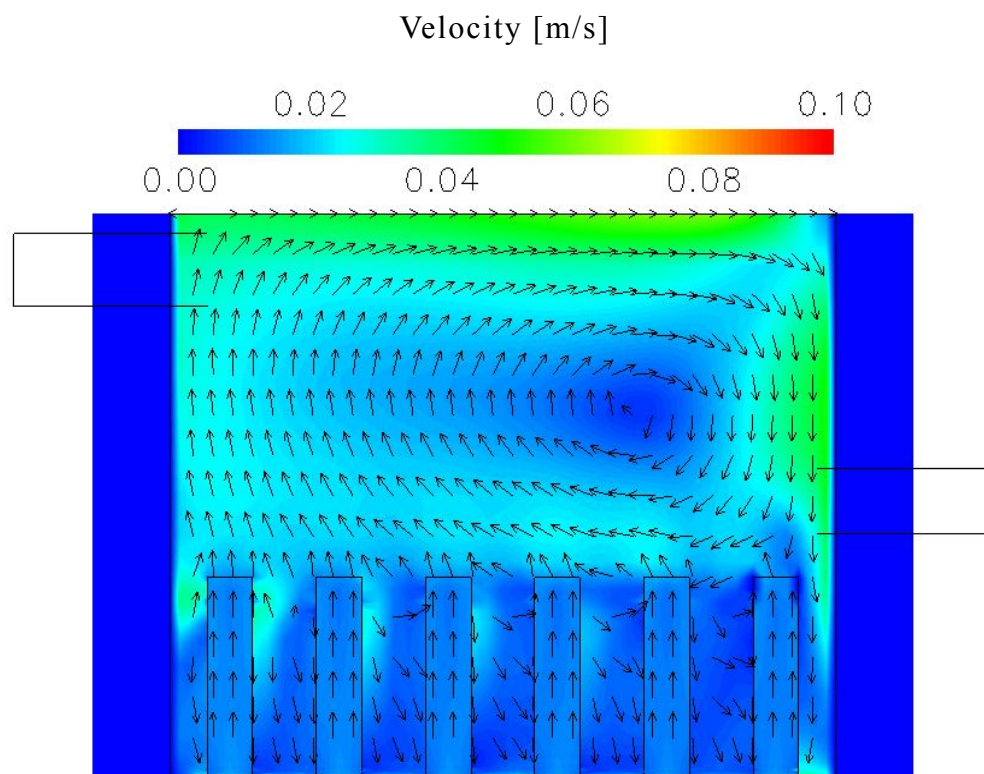
第4.5節までにおいては浄化冷却設備の停止時を対象としてピット水の3次元熱流動解析を行ない、水面から換気空気への蒸発熱流束の計算に相関式(3.13)を使用した。そこで、ここでは、換気空調系も停止する全交流電源喪失時を対象としてピット水の3次元熱流動解析を行ない、蒸発熱流束の相関式が計算結果に及ぼす影響について検討した。

図4.14は全交流電源喪失時に対する垂直断面中央 ($Y = 5 \text{ m}$) でのピット水の流速分布の計算結果を示す。水面での蒸発熱流束は自然対流空気への蒸発熱流束の相関式 (3.16) を用いて計算した。崩壊熱 Q_D は 5 MW とした。図4.5と同様、ピットの下部においてはラック内では熱源によりピット水は上方に流れ、ラック外側では下方に流れ、ラックの上方には循環流が形成されている。

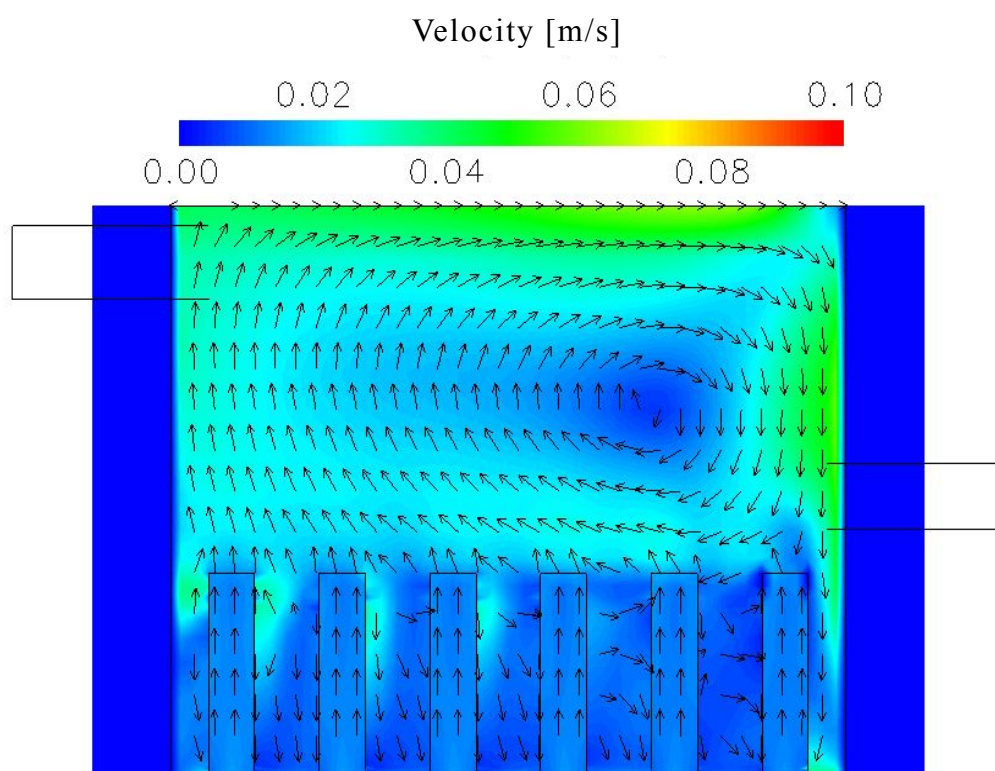
図4.15に垂直断面中央 ($Y = 5 \text{ m}$) におけるピット内の温度分布を示す。図4.6および図4.7と同様、ピット水温は崩壊熱によりラック内で最大値を示し、ラックの外側では水面近傍とコンクリート壁および底部近傍を除いて、ほぼ一樣となっている。

図4.16に3次元計算における強制対流蒸発と自然対流蒸発での平均水温と水面温度との関係を示す。崩壊熱 Q_D は 5 MW である。強制対流蒸発での計算値は図4.11(a)と同じである。自然対流蒸発での平均水温と水面温度との差は、強制対流蒸発での平均水温と水面温度との差より小さいが、自然対流蒸発でも強制対流蒸発と同様、水面温度は平均水温より低い。自然対流蒸発での平均水温と水面温度との差が小さいのは蒸発熱流束が小さいことによる。この結果は、平均水温と水面温度との関係は蒸発熱流束に依存し、平均水温と水面温度との関係を相関式化することは困難であることを示唆している。

第4章 3次元熱流動解析



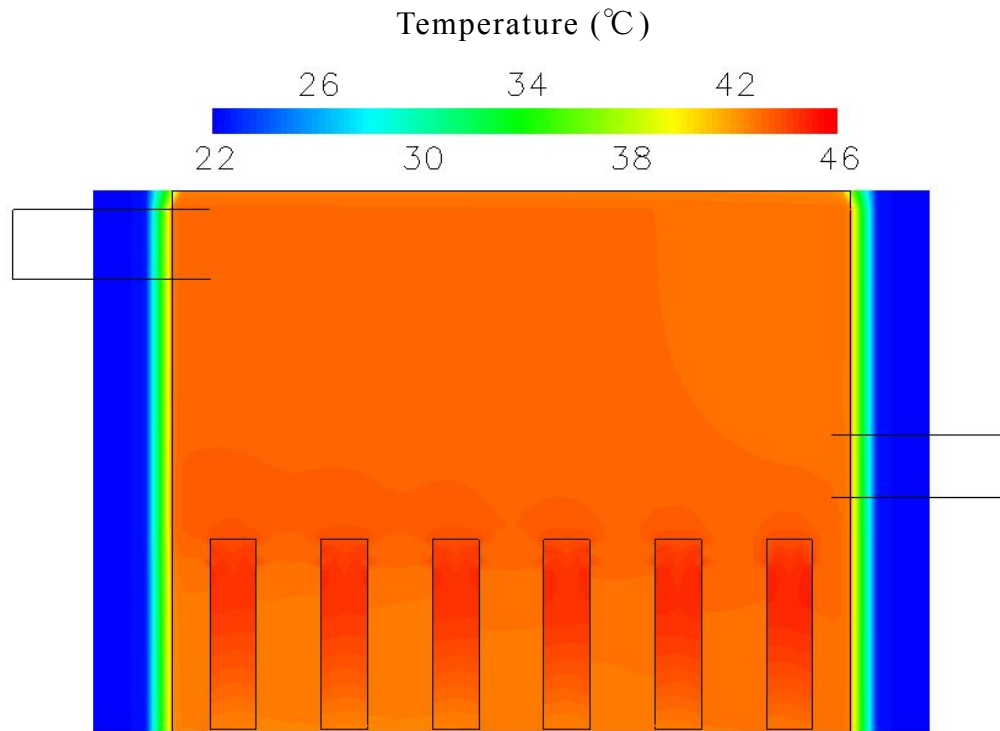
(a) 10 時間後



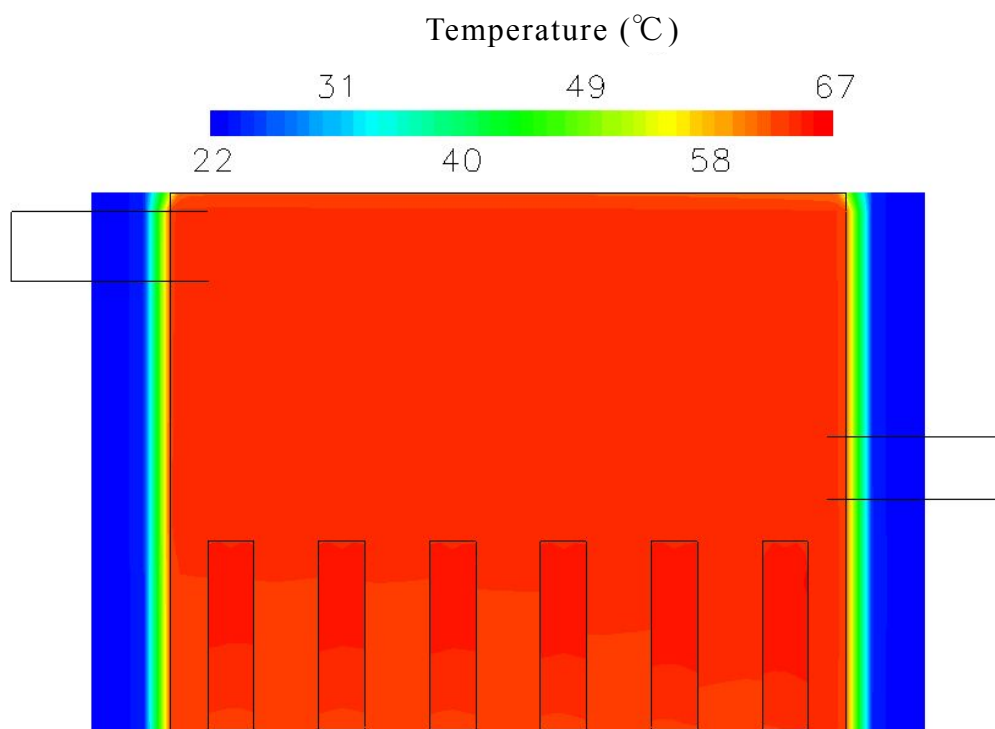
(b) 20 時間後

図 4.14 全交流電源喪失時の流速分布 (崩壊熱 $Q_D = 5$ MW)

第4章 3次元熱流動解析



(a) 10 時間後



(b) 20 時間後

図 4.15 全交流電源喪失時の水温分布 (崩壊熱 $Q_D = 5$ MW)

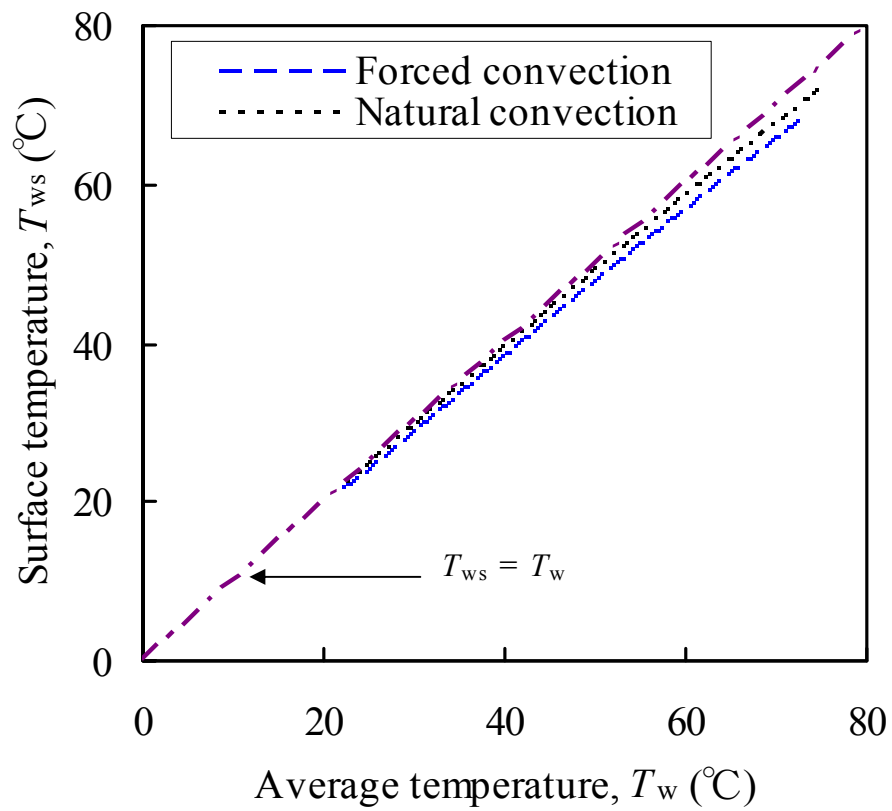


図 4.16 平均水温と水面温度との関係 (崩壊熱 $Q_D = 5$ MW)

4.7 まとめ

浄化冷却設備停止時の SFP の熱損失と水温を評価するために CFD ソフトウェア FLUENT 6.3.26 を用いてピット水の 3 次元熱流動解析を実施し、水温測定値と比較した。計算においては、燃焼計算ソフトウェア ORIGEN 2.2 を用いて第 2 章で整備した崩壊熱テーブルと、第 3 章で導出した水面から換気空気への蒸発熱流束の相関式を使用した。その結果、以下の結論が得られた。

- (1) 水温は SFP 内ではほぼ一様であり、この結果はピット水を一領域として質量保存式とエネルギー保存式を解く単純な領域モデルによって精度よく平均水温を得ることができることを示唆している。しかし、水面からの熱損失に影響を与える水面温度は平均水温よりも低い。
- (2) ORIGEN 2.2 は、停止した原子炉の炉心から比較的短い時間で取り出された崩壊熱の大きい照射済燃料集合体については崩壊熱を精度よく予測したが、長時間冷却された崩壊熱の小さい照射済燃料集合体については崩壊熱を大きく予測した。
- (3) 強制対流蒸発に対する熱流束相関式は、ピット水の温度上昇率を過大評価した。

今後の課題として以下の事項がある。

- (1) 浄化冷却設備停止時の SFP の水温を精度よく予測するためには、長時間冷却された照射済燃料集合体の燃焼度と崩壊熱の計算方法を改善することが望まれる。
- (2) 第 3 章で導出した蒸発熱流束相関式に対する検証データが十分でなく、蒸発熱流束データもしくは高温における SFP 水温検証データの取得が望まれる。
- (3) 感度解析や原子力発電所での実務に使用するには計算時間が長い 3 次元計算は現実的ではなく、ピット水を一領域として質量保存式とエネルギー保存式を解く単純な領域モデルが有効である。この一領域計算モデルについては第 5 章で検討する。

参考文献

- (1) American Nuclear Society, *Decay Energy Release Rates Following Shutdown of Uranium-Cooled Thermal Reactors*, ANS-5.1-1973 (1973).
- (2) Research Advisory Committee for Reactor Decay Heat Standard, *Nuclear reactor decay heat and its recommendation value*, Atomic Energy Society of Japan (AESJ) (1989).
- (3) K. Way and E. P. Wigner, “The Rate of Decay of Fission Products”, *Physical Review*, Vol. 73, (1948), pp. 1318-1330.
- (4) S. B. Ludwig and A. G. Croff, *Revision to ORIGEN2 – Version 2.2*, Transmittal memo of CCC-0371/17, Oak Ridge National Laboratory (2002).
- (5) 池内飛鳥, 海老原豊, 小泉安郎, 村瀬道雄, “温水から空気への蒸発を伴う熱伝達に関する研究”, 日本機械学会北陸信越学生会第39回学生員卒業研究発表講演会, No. 712 (2010).
- (6) Y. Koizumi, Y. Ebihara, T. Hirota and M. Murase, “Evaporation Heat Transfer of Hot Water from Horizontal Free Surface”, *Proceedings of The 14th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics*, Toronto, Canada, September 25-30 (2011), NURETH14-39 [CD-ROM].
- (7) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 (改訂第4版), 日本機械学会 (1986), pp. 68-70.
- (8) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 (改訂第4版), 日本機械学会 (1986), pp. 114-117.
- (9) K. Takamori, T. Fujii, Y. Kataoka and M. Murase, “Experimental Analysis on Mitigation of Thermal Stratification in the Suppression Pool of a Water Wall Type Passive Containment Cooling System”, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 31, No. 7 (1994), pp. 735-744.
- (10) Y. Kataoka, T. Fujii, M. Murase and K. Tominaga, “Experimental Study on Heat Removal Characteristics for Water Wall Type Passive Containment Cooling System”, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 31, No. 10 (1994), pp. 1043-1052.

第5章 一領域計算モデルによる水温と水位の予測

5.1 はじめに

SFPには崩壊熱除去のために通常2系統の浄化冷却設備が備えられており、水面上方には換気空調系によるエアカーテンが形成されている。外部からの交流電源喪失時には浄化冷却設備は停止するが、換気空調系は外部からの交流電源と非常用ディーゼル発電機を含む全交流電源喪失時にしか停止しない。浄化冷却設備停止時のSFPの水温と水位についての議論はあまりなされていない。それは、放射線遮蔽のために照射済燃料集合体上部にある大量の水により、水温上昇率と水位低下率が小さいためである。しかし、福島第一原子力発電所事故後には、全交流電源喪失時におけるSFPの水温上昇と水位低下が注目されるようになった。

米国原子力規制委員会(USNRC)では、原子力発電所の廃炉期間中のSFPの事故リスクについての報告⁽¹⁾がなされている。その内容は、全交流電源喪失時におけるSFP水位の評価とプール水が無くなった後の照射済燃料集合体の健全性評価である。この報告書の水位計算では、SFPから空気やコンクリートへの熱損失は考慮されていない。特に崩壊熱がさほど大きくない場合には、熱損失を無視すると水温を高く評価することになる。浄化冷却設備停止時のSFP水温の予測における重要な不確かさは、崩壊熱と水面から換気空気もしくは建屋内空気への蒸発熱伝達である。

本研究では、浄化冷却設備停止時のピット水温を精度よく評価するために、第2章ではORIGEN 2.2⁽²⁾を用いて燃料仕様に対応した崩壊熱テーブルを整備した。第3章では小泉ら⁽³⁾⁽⁴⁾による水温35～65℃における蒸発熱伝達実験結果を用いて強制対流空気への蒸発熱流束の相関式を導出するとともに、自然対流熱伝達⁽⁵⁾と物質伝達との相似則⁽⁶⁾を用いて温水から建屋内空気への蒸発熱流束の相関式を導出した。第4章では浄化冷却設備停止時を対象としてCFDソフトウェアFLUENT 6.3.26を用い、第2章で整備した崩壊熱テーブルに基づく崩壊熱予測値を入力条件、第3章で導出した強制対流空気への蒸発熱流束の相関式を境界条件にして、ピット水の3次元熱流動解析を行ない、計算結果を実機における測定値と比較して検証を行った。しかし、3次元計算にはコンピュータによる長い解析時間を要する。一方、計算結果よりSFP内で水温がほぼ一様であることから、一領域計算モデルでも平均水温を精度よく得ることができることが分かった。

本章では、3次元計算結果に基づいて一領域計算モデルを作成し、浄化冷却設備停止時のピット水温の予測システムを開発するとともに、このシステムを全交流電源喪失時の水位予測に拡張した。浄化冷却設備停止時の一領域計算モデルによる解析水温は、第4章における3次元計算結果および測定値と比較し検証を行った。一方、全交流電源喪失に対しては、第3章で導出した自然対流蒸発熱流束の相関式を使用し、福島第一原子力発電所における測定値⁽⁷⁾を用いて検証を行った。また、ピット寸法が水温予測に与える影響、崩壊熱予測の従来法と本手法との比較による本手法の効果について検討するとともに、その予測精度について

検討を行ない、今後の検討課題を整理した。

5.2 計算モデル

5.2.1 水温の計算方法

水面から換気空気への熱損失を計算する上で重要な水面温度は、図 4.11 (a) に示すように平均水温より低い結果が得られている。この結果を踏まえて作成したピット水温の計算モデルを図 5.1 に示す。ここで仮想的表層は蒸発による伝熱量 Q_E [kW] を計算するためのものである。

ピットの平均水温 T_w [°C] はピット水に対する熱バランス式から計算される。崩壊熱を Q_D [kW]、コンクリートへの伝熱量を Q_C [kW]、ピット水面から換気空気もしくは燃料取扱建屋内空気への蒸発伝熱量を Q_E [kW] とすると式(5.1) が成り立つ。

$$Cp_w M_w \left(\frac{dT_w}{dt} \right) = Q_D - Q_E - Q_C, \quad T_w \leq 100^\circ\text{C} \quad (5.1)$$

ここで、 Cp_w [kJ/(kg・K)] はピット水の比熱、 M_w [kg] はピット水量、 t [s] は時間である。左辺がピット水への蓄熱量である。なお、ピット水には、臨界防止の観点からほう素が添加されているが 2000 ppm 程度であることから、ピット水の物性値には純水の値を用いた。式(5.1) では、 $T_w \leq 100^\circ\text{C}$ の制限を設けることにより、ピット水が飽和温度 (100°C) に到達するまでは水面から空気への蒸発による伝熱量を計算し、飽和温度到達後は沸騰による伝熱量を計算 ($dT_w/dt = 0$) することになり、自動的に蒸発から沸騰への遷移を反映できる (崩壊熱とコンクリートへの伝熱量との差は蒸発による伝熱量と沸騰による伝熱量の和に等しい: $Q_E = Q_D - Q_C$)。

コンクリートへの伝熱量 Q_C は蒸発伝熱量 Q_E の約 1/10 と小さいが (図 4.9 参照)、コンクリート温度と耐温度健全性を評価できるように計算モデルに含めた。コンクリートへの伝熱量 Q_C は、Kataoka ら⁽⁸⁾ による自然対流熱伝達率相関式(4.1) を用い、コンクリート内部では一次元非定常熱伝導方程式を差分化して解き、温度分布と伝熱量を求める。なお、内張りステンレス鋼板の熱容量と熱抵抗は小さいことから無視した。水面から換気空気への蒸発伝熱量 Q_E は、浄化冷却設備停止時の強制対流空気流れでは蒸発熱流束相関式(3.13) を、全交流電源喪失時の自然対流空気流れでは蒸発熱流束相関式(3.15) と(3.16) を用いて計算する。

図 4.11 (a) に示すように水面温度 T_{ws} は空気への熱損失により平均水温 T_w より低いことから、水面から空気への蒸発熱流束の計算には水面温度 T_{ws} を用いる

必要がある．そこで，仮想的表層の概念を導入し，その仮想的表層の水温 T_{ws} は，以下の熱バランス式から計算する．

$$T_{ws} = T_w - \frac{Q_E}{2Cp_w G_{ws}} \quad (T_w < 100^\circ\text{C}), \quad T_{ws} = T_w \text{ at } T_w = 100^\circ\text{C} \quad (5.2)$$

ここで， G_{ws} [kg/s] は自然循環流量である．水面温度 T_{ws} は仮想的表層への流入水温と流出水温の平均値として定義した ($T_{ws,in} = T_w$)．そのため，式(5.2) の右辺第2項の (1/2) は，この平均値として定義したことによる．水面温度 T_{ws} を計算するための仮想的表層は，沸騰が生じない範囲 (平均水温 $T_w < 100^\circ\text{C}$) を対象としている． $T_w = 100^\circ\text{C}$ で沸騰が生じると，沸騰による蒸気輸送と伝熱が支配的になり，上昇する沸騰気泡が水面を攪乱して表層水と混合との伝熱を促進するため， $T_{ws} = T_w$ と近似できる．

式(5.2) による水面温度 T_{ws} の計算には仮想的表層における自然循環流量が必要になる．そこで，3次元計算の平均水温と一領域計算の水温が一致する自然循環流量を求め，崩壊熱の関数で表すこととした．ピット水の密度を ρ_w [kg/m³]，3次元計算による水面平均流速を U_w [m/s]，仮想的表層厚さを δ [m] とすると自然循環流量 G_{ws} [kg/s] は式(5.3) で表わされる．

$$G_{ws} = \rho_w U_w W_p \delta \quad (5.3)$$

W_p (10 m) はピット幅である．図5.2 に3次元計算による水面における平均流速 U_w を崩壊熱の関数として示す．図5.3 に3次元計算による平均水温と一領域計算モデルによる水温が一致する仮想的表層の厚さ δ を崩壊熱の関数として示す．横軸の崩壊熱は浄化冷却設備の冷却容量で規格化している．図5.2 に示す平均流速 U_w と図5.3 に示す仮想的表層の厚さ δ を崩壊熱の関数で表わして使用した．

浄化冷却設備停止の場合，換気空気の出口温度 $T_{a,out}$ は換気空気の熱バランス式から求められ，空気入口と出口との平均温度を蒸発伝達量 Q_E の計算に使用する．全交流電源喪失の場合，建屋の平均温度 T_a は，相対湿度 100%を仮定して式(5.4) に示す建屋内の空気に対する熱バランス式から計算する．

$$\left(\frac{dQ'_a}{dt} \right) = Q_D - Q_C - Cp_w M_w \left(\frac{dT_w}{dt} \right) - Q_{out}, \quad T_a = f \left(\frac{Q'_a}{V_a} \right) \quad (5.4)$$

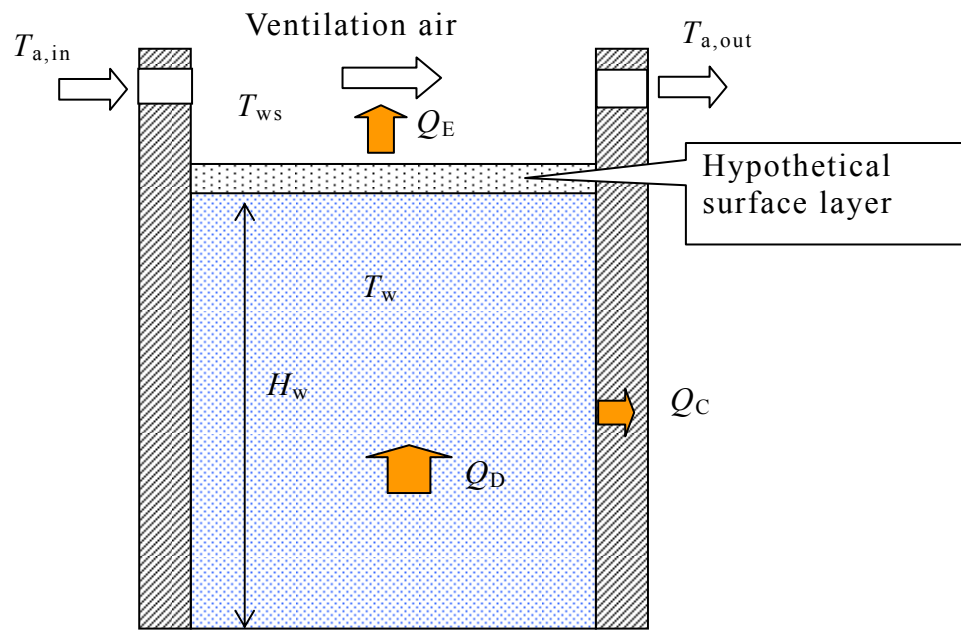
ここで， Q'_a [kJ] は建屋内空気の熱量， Q_{out} [kW] は建屋外への放熱量， V_a [m³] は建屋容積である．右辺第3項は SFP 水への蓄熱量である． Q_{out} は建屋外面における熱抵抗が支配的であると近似するとともに建屋外における風の影響を無視して乱流自然対流熱伝達率の相関式を用いて計算する．関数 f は相対湿度 100%

第5章 一領域計算モデルによる水温と水位の予測

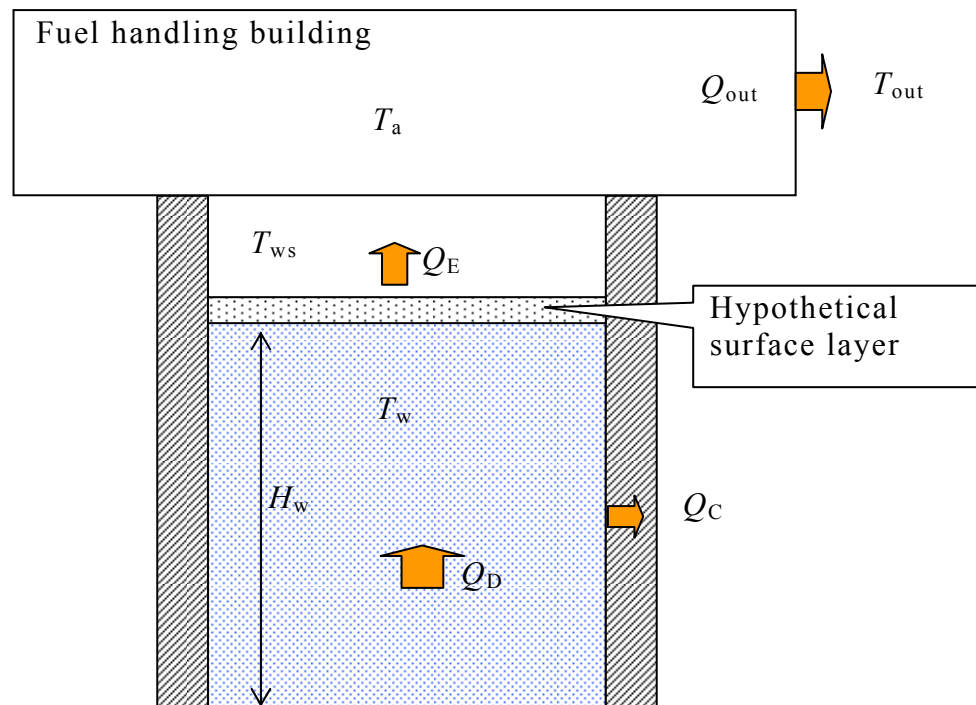
における空気の温度と単位体積当りの熱量 (kJ/m^3) との関係を関数化したものである．式(5.4) で Q_E を使用せず ($Q_D - Q_C$) を使用するのには，式(5.1) で $T_w = 100^\circ\text{C}$ 到達後（ピット水への蓄熱量がゼロ）の沸騰も計算できることによる．浄化冷却設備と換気空調系が停止するとピット水の蒸発により建屋内の圧力は正圧になるが，崩壊熱 10 MW で蒸発しても蒸気流量は通常運転時の建屋内への流入空気流量の 60% 以下であり，建屋内の圧力上昇は通常運転時の負圧より小さいため大気圧で近似する．

放射伝熱はピット水量の減少に直接影響しないこと，放射率が不明確であること，および放射率を 1.0 と仮定しても放射伝熱量は蒸発伝熱量の約 1/10 である（第 5.5.2 項参照）ことから，式(5.1) では放射伝熱の影響を考慮していない．放射伝熱の影響は第 5.5 節で検討する．

$$T_a = (T_{a,in} + T_{a,out})/2$$



(a) 浄化冷却設備停止時



(b) 全交流電源喪失時

図 5.1 ピット水温の計算モデル

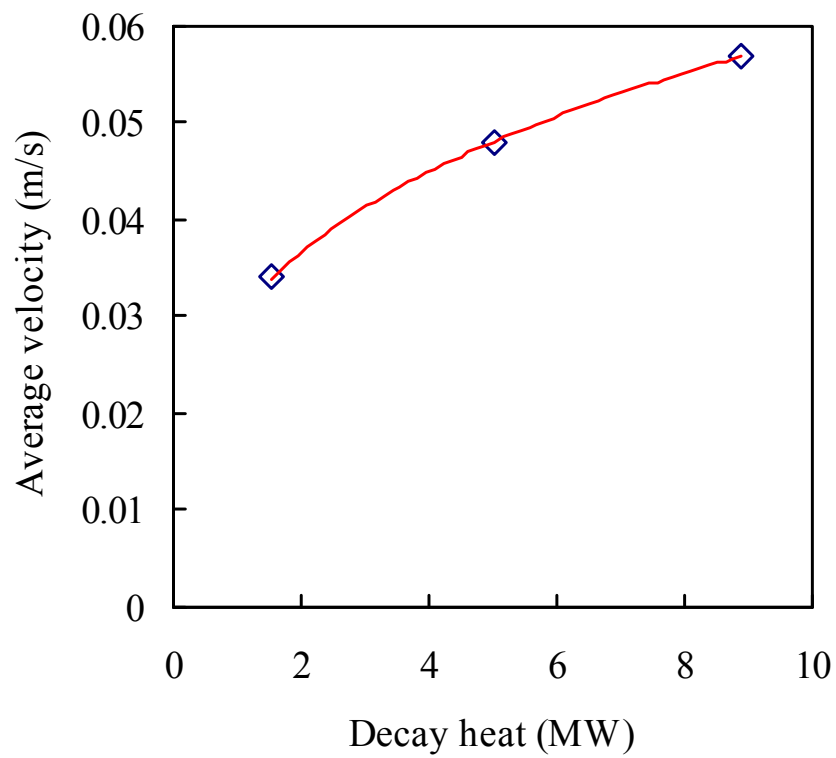


図 5.2 3次元計算による水面における平均流速

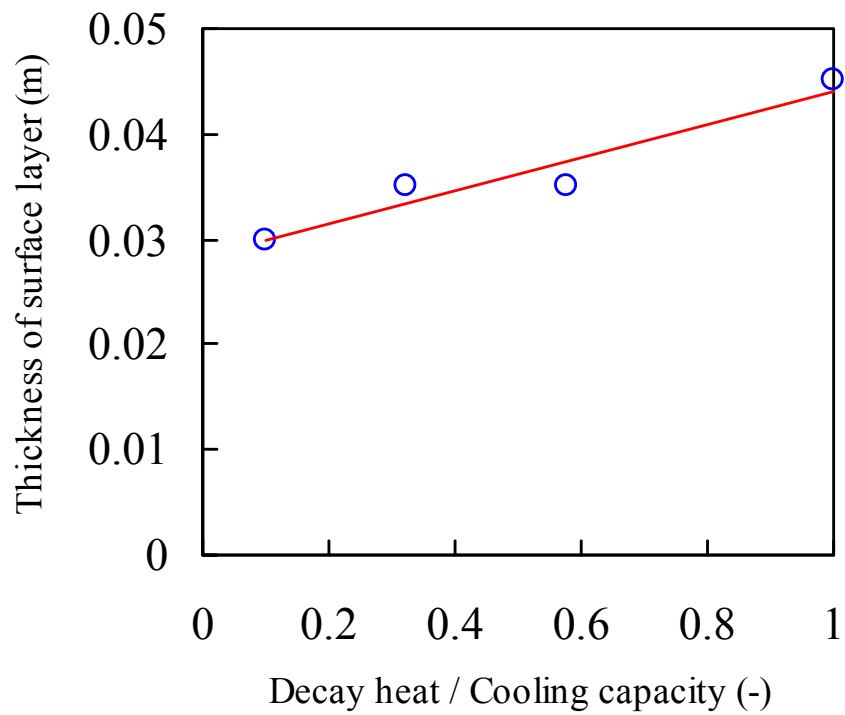


図 5.3 仮想的表層の厚さ

5.2.2 水位の計算方法

水位 H_w [m] は質量バランス式を用い, ピット水量 M_w [kg], ピット水密度 ρ_w [kg/m³], ピット水面の面積 A_{ws} [m²] から計算するが, 温度の関数として流体物性値を求め, 熱膨張を含めて水位を計算する.

$$H_w = \frac{M_w}{\rho_w A_{ws}}, \quad \left(\frac{dM_w}{dt} \right) h_{fg} = -(Q_D - Q_C) + C_{p_w} M_w \left(\frac{dT_w}{dt} \right) \quad (5.5)$$

ここで, h_{fg} [kJ/kg] は蒸発潜熱, C_{p_w} [kJ/(kg·K)] はピット水の比熱, T_w [°C] は平均水温である. 最後の項はピット水への蓄熱量であり, 右辺は式(5.1) の $(-Q_E)$ に等しい. 蓄熱量はピット水温が飽和温度である $T_w = 100^\circ\text{C}$ に到達以降はゼロになり, 式(5.1) より $Q_E = (Q_D - Q_C)$ になる. これが式(5.5) で蒸発伝熱量 Q_E を使用せず $(Q_D - Q_C)$ を使用する理由であり, $T_w = 100^\circ\text{C}$ 到達後の沸騰を含む蒸気による伝熱量 (したがって蒸気発生量) を計算することができる.

5.3 浄化冷却設備停止時の水温予測の検証

一領域計算モデルの有効性を評価するために、浄化冷却設備停止時の水温計算結果を3次元計算結果と測定値を用いて検証した。また、ピット寸法が水温予測に与える影響について検討するとともに、崩壊熱予測の従来法と本手法との比較による本手法の効果について検討した。

5.3.1 3次元計算との比較

図5.4に浄化冷却設備停止時の3次元計算と一領域計算モデルによる平均水温との比較を示す。崩壊熱 Q_D は1 MW、5 MWと10 MWを用いた。コンクリートへの自然対流熱伝達率相関式(4.1)と強制対流空気流れに対する蒸発熱流束相関式(3.13)を熱伝達の境界条件に使用した。式(3.13)を用いた蒸発熱伝達率の計算では、換気空気は一定温度(20℃)と一定湿度とした。換気空気流れの計算から得られた $U_a = 1.36 \text{ m/s}$ (第3.2.2項参照)を水面近傍の平均空気流速として式(3.13)で用いた。浄化冷却設備停止時のピットの平均水温は22.5℃である(第4.2節参照)。

破線で示す一領域計算モデルによる予測水温は、実線で示す3次元計算による平均水温とよい一致を示した。しかし、崩壊熱が小さい1 MWのケースでは一領域計算モデルによる予測水温は少し高く評価した。これは自然循環流量を小さく評価して水面温度と蒸発熱流束を過小評価したことによる。計算時間は、3次元計算では浄化冷却設備の停止期間に依存し2日から2週間程度費やしたが、一領域計算モデルでは1秒以下であった。この結果は、発電所の現場で活用する際には一領域計算モデルが有効であることを示唆している。

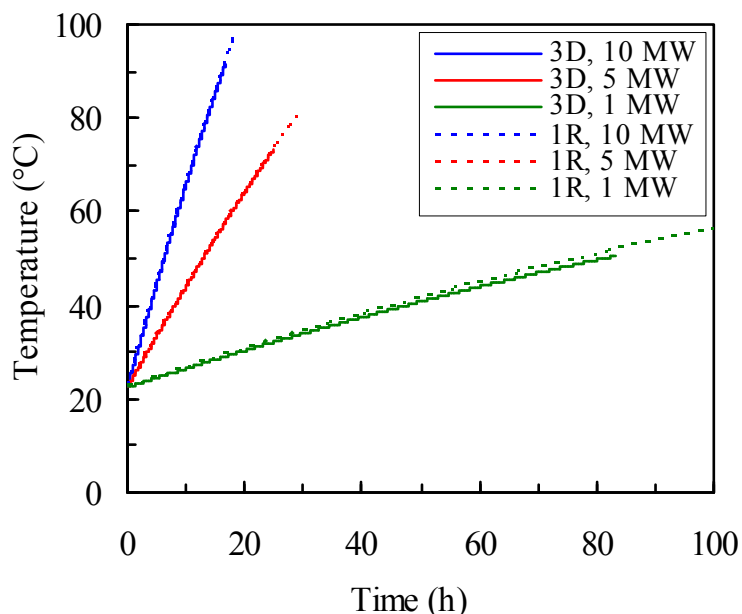


図 5.4 浄化冷却設備停止時の水温
(3D: 3次元計算, 1R: 一領域計算モデルによる予測値)

図 5.4 では浄化冷却設備停止（強制対流蒸発）に対する 3 次元計算との比較を行った．一方，全交流電源喪失時には換気空気設備が停止し自然対流蒸発となる．そこで，この自然対流蒸発時での 3 次元計算との比較について述べる．

図 5.5 に換気空気設備停止時（自然対流蒸発）に対する平均水温と水面温度の 3 次元計算結果と一領域計算モデルによる結果の比較を示す．蒸発熱流束の相関式には式(3.15) と式(3.16) を使用した．崩壊熱 Q_D は 5 MW で一定とした．一領域計算モデルによる予測水温は平均水温，水面温度ともに 3 次元計算による結果とよい一致を示した．この結果は，一領域計算モデルは浄化冷却設備停止時のみならず全交流電源喪失時にも水温を適切に計算できることを示している．

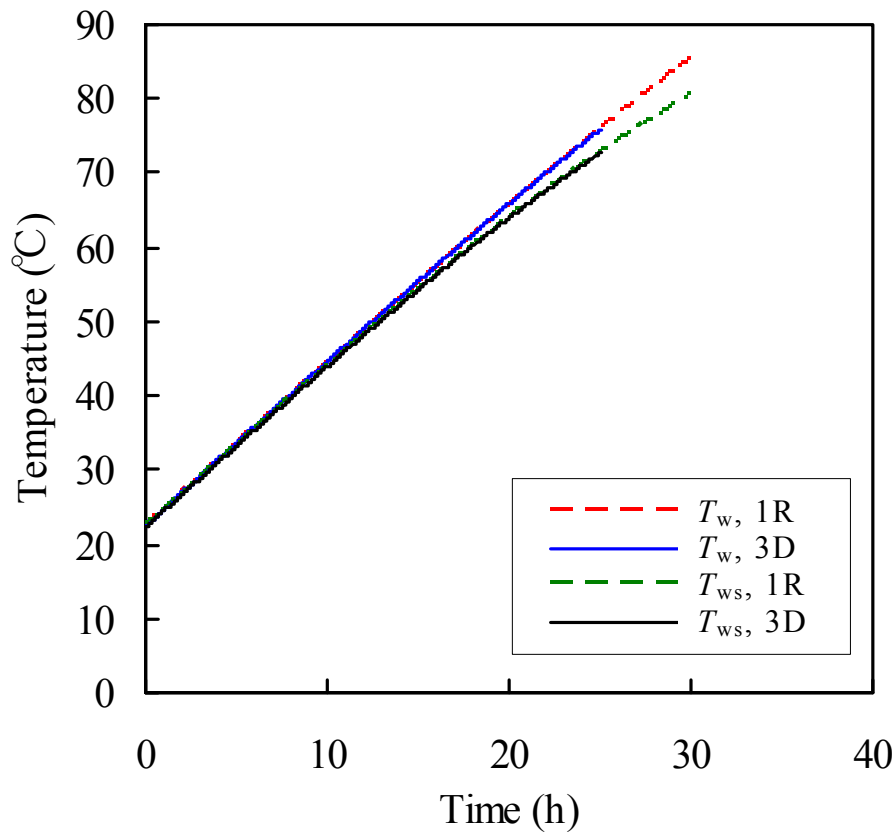


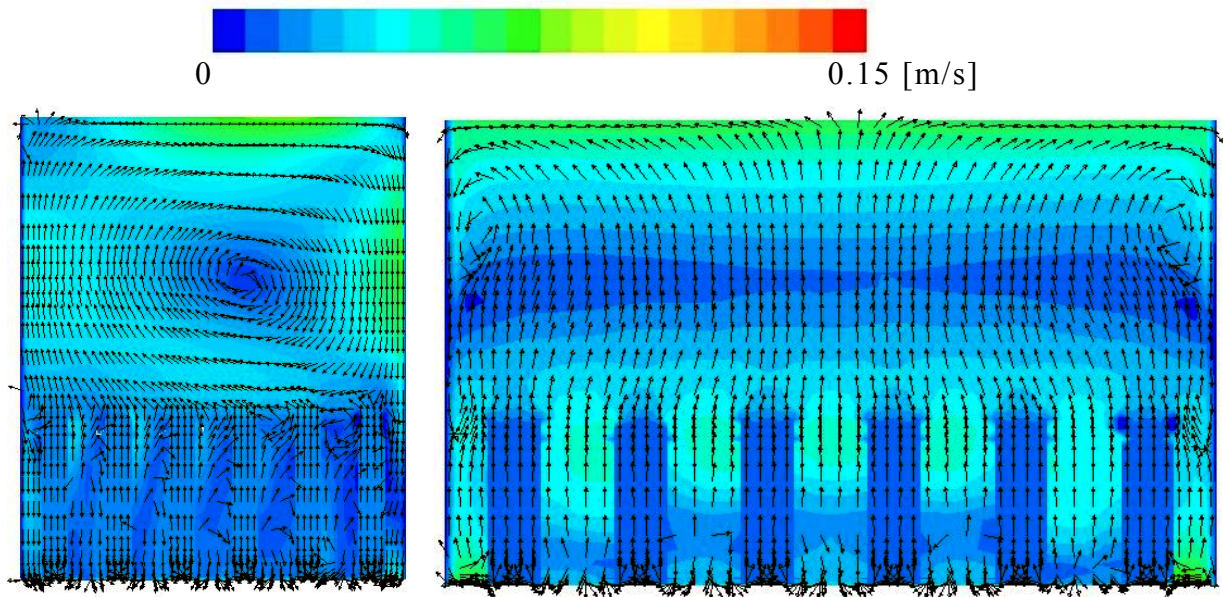
図 5.5 自然対流蒸発での 3 次元計算 (3D) 結果と一領域計算モデル (1R) による結果との比較 (崩壊熱 $Q_D = 5$ MW)

プラント出力などにより SFP の幅 (換気空調系の流れに直角の方向) が 10 m ～20 m の範囲で異なる. 本研究では平均的な 15 m を標準ケースとした. そこで, 平均的な崩壊熱 5 MW について, SFP の幅 10 m と 20 m での影響を評価した. 3 次元計算では, 幅 15 m に対する計算メッシュを 10/15 倍と 20/15 倍にして幅を 10 m と 20 m に変更した. また, 比較しやすくするために, 幅に比例した崩壊熱とし, 幅 10 m で崩壊熱 3.33 MW, 20 m で 6.67 MW で計算した. 換気空調系を運転中の条件であり, 強制対流空気流れに対する蒸発熱流束相関式(3.13) を使用した.

浄化冷却設備停止後 20 時間後の垂直中央断面 ($Y = 5$ m) におけるピット水の流速分布を図 5.6 に, 水温分布を図 5.7 に示す (幅 15 m に対する計算結果は図 4.7 参照). 幅 10 m では, 図 4.7 に示した幅 15 m と同様に, ラック上方には時計方向周りの循環流が形成され, 左上側の水温が相対的に高く右上側の水温が低くなっている. 一方, 幅 20 m では, ラック上方の中央部から上昇してコンクリート壁側に下降する二つの循環流が形成されている. これらの二つの循環流は小さいが, 長さ 10 m の Y 方向には $Y < 5$ m で上昇流, $Y = 10$ m に近い位置では下降流の大きな循環流が形成されており, 図 5.6 (b) の循環流は二次的流れと思われる. このような流れ場により, ラック上方の水温はほぼ一様になっている.

SFP の幅は図 5.6 と図 5.7 に示すように流れ場と温度場に影響している. しかし, この流れ場と温度場は図 5.8 に示すように, 平均水温と水面温度には顕著な影響を及ぼしていない. つまり, 図 5.8 の結果は, SFP 寸法と崩壊熱との相似性が成立し, 単位体積当りの崩壊熱が同じであれば平均水温 T_w と水面温度 T_{ws} の時間変化に顕著な相違がないことを示している.

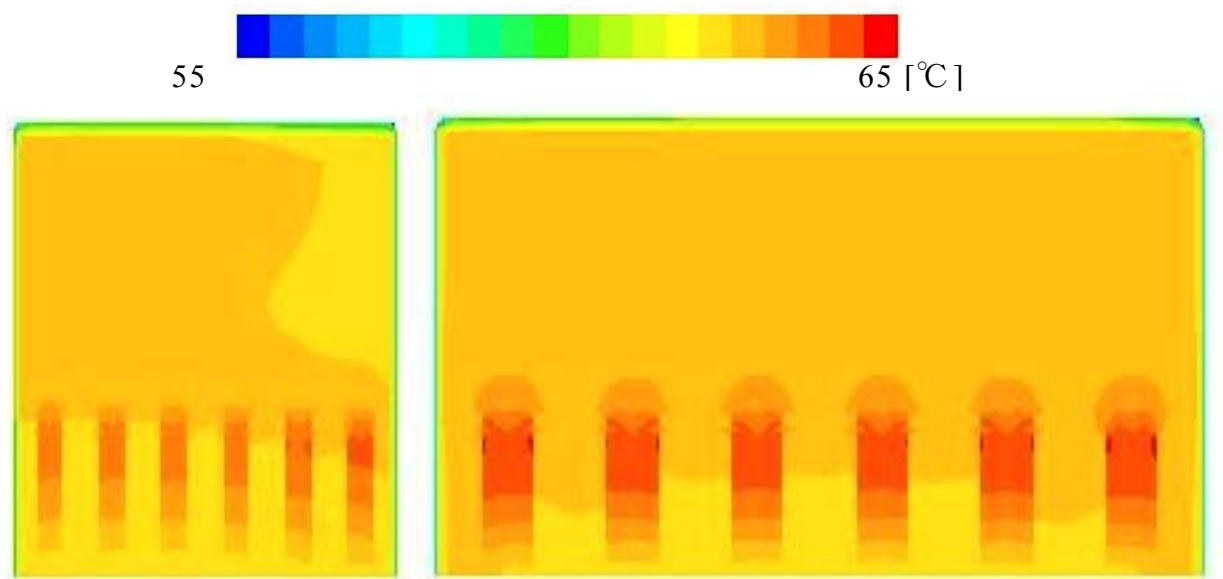
一方, 一領域計算モデルでは, 自然循環流量を崩壊熱の関数として表わしており, 単位体積当りの崩壊熱が同じであっても崩壊熱の値が計算結果に影響する可能性がある. そこで, 一領域計算モデルと 3 次元計算との比較を図 5.9 に示す. 一領域計算モデルでは, SFP 幅 20 m での水面温度 T_{ws} を若干低く評価しているが平均水温 T_w は 3 次元計算とよく一致しており, SFP 幅 10 m に対しては平均水温, 水面温度とも 3 次元計算とよく一致している. 図 5.9 より, SFP の寸法は平均水温の予測精度に有意な影響を及ぼさないことを確認できる.



(a) 幅 10 m ($Q_D = 3.33$ MW)

(b) 幅 20 m ($Q_D = 6.67$ MW)

図 5.6 浄化冷却設備停止後 20 時間における流速分布 ($Y = 5$ m)



(a) 幅 10 m ($Q_D = 3.33$ MW)

(b) 幅 20 m ($Q_D = 6.67$ MW)

図 5.7 浄化冷却設備停止後 20 時間における水温分布 ($Y = 5$ m)

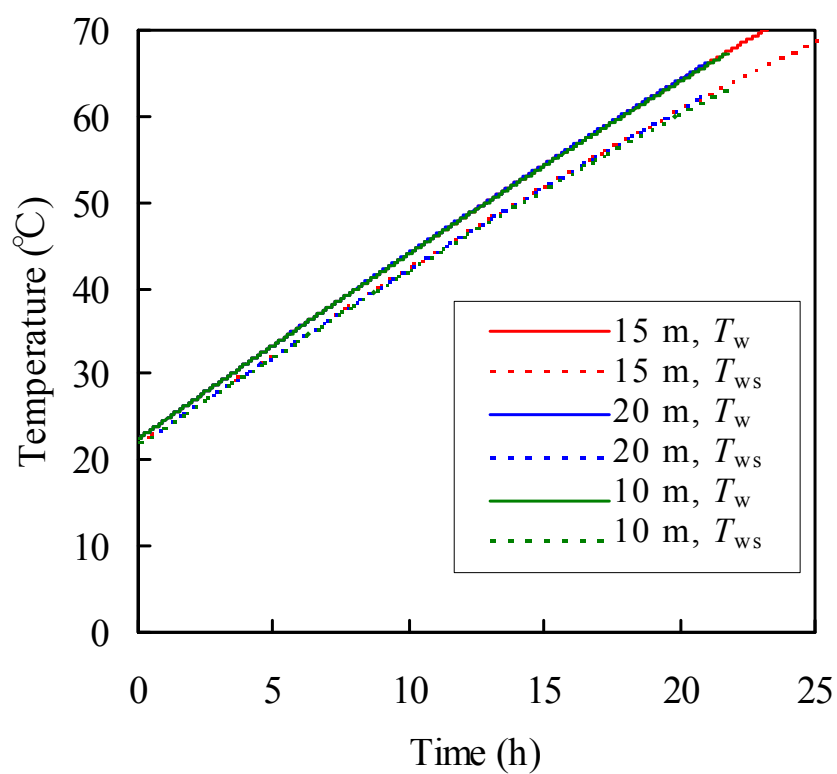
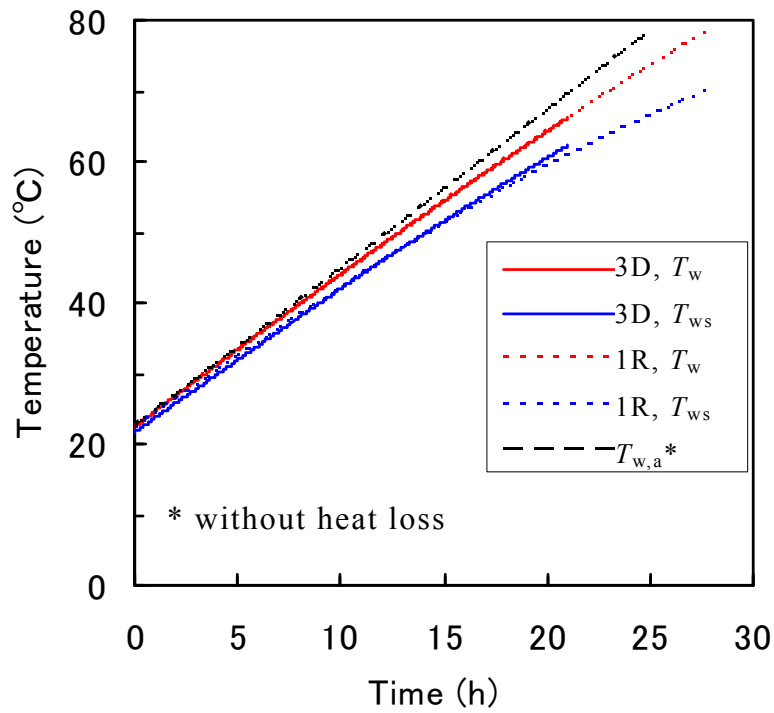
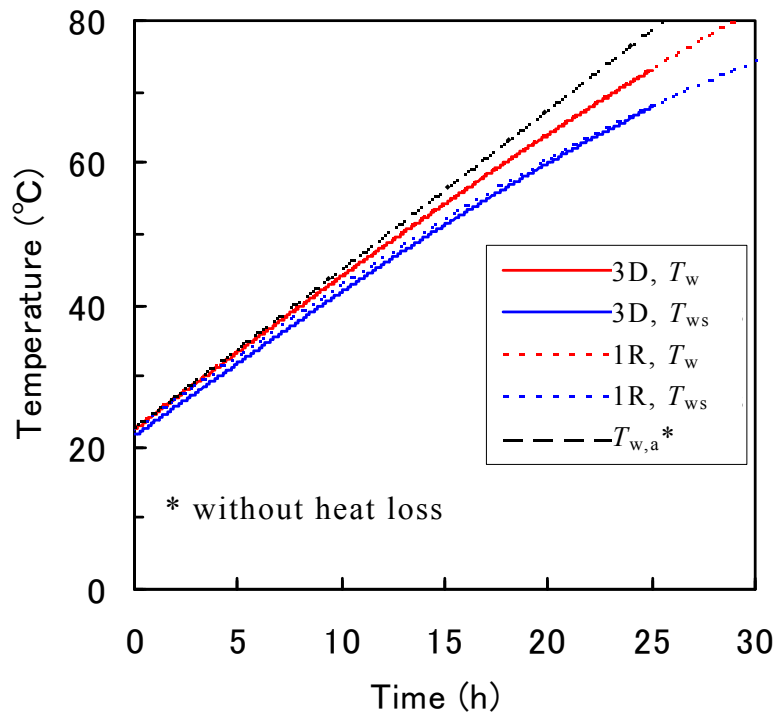


図 5.8 3次元計算による SFP 幅の影響



(a) SFP 幅 20 m (崩壊熱 $Q_D = 6.67$ MW)



(b) SFP 幅 10 m (崩壊熱 $Q_D = 3.33$ MW)

図 5.9 一領域計算モデル (1R) と 3 次元計算 (3D) との水温の比較

5.3.2 測定値との比較

表 4.1 に比較に用いた測定条件を示す．図 5.10 は水温の計算結果と測定値との比較である．図 4.12 と同様に，時間と水温は，それぞれ，浄化冷却設備停止期間と浄化冷却設備停止時の水温上昇で規格化しており，測定値は近似曲線で記載している．破線で示す一領域計算モデルによる予測水温上昇は実線で示す 3 次元計算から得られた予測水温上昇とよい一致を示し，平均水温上昇の過大評価は Case 1 では約 7%であった．一方 Case 2 では，平均水温上昇の過大評価は，3 次元計算では約 36%，一領域計算モデルでは約 45%であった．一領域計算モデルでの過大評価が大きい原因は図 5.4 の 1MW に対する計算結果と同じである．

第 4.5 節の 3 次元計算による結果と同様に，この一領域計算モデルの Case 2 の結果から，ORIGEN 2.2⁽²⁾ は長期間冷却され崩壊熱が小さい照射済燃料集合体の崩壊熱を大きく予測することが分かる．この主な原因は，長期間冷却された照射済燃料集合体に対して最大燃焼度 (48 GWd/t または 55 GWd/t) を用いて ORIGEN 2.2⁽²⁾ により崩壊熱を計算しているが，実際の燃焼度が最大燃焼度に達していないことによると考えられる．長期間冷却された照射済燃料集合体に対して崩壊熱を精度よく予測するには実際の燃焼度を用いて崩壊熱を計算する必要がある．

従来は，浄化冷却設備停止後の水温上昇の予測に，崩壊熱を大きく予測する Way-Wigner 相関式が使用され，放熱を無視して計算されている．この従来法と本手法による水温上昇の計算結果を比較して図 5.11 に示す．本手法による計算結果は図 5.10 と同じである．Way-Wigner 相関式を用いると，ORIGEN 2.2 による崩壊熱計算値の 1.35 倍 (Case 1)，1.91 倍 (Case 2) になる．これは，図 2.3 に示したように，Way-Wigner 相関式は照射済燃料集合体の冷却期間が長くなると他の崩壊熱予測より崩壊熱を大きく計算することによる．

Way-Wigner 相関式を用いると崩壊熱を大きく計算するため，浄化冷却設備再起動時の平均水温に到達するまでの時間は測定値に対して，本手法では 94% (Case 1) と 68% (Case 2)，Way-Wigner 相関式を用いた従来法では 69% (Case 1) と 33% (Case 2) になっている．つまり，浄化冷却設備再起動時の平均水温に到達するまでの時間に対する過小評価は，本手法により 31%から 6% (Case 1) および 67%から 32% (Case 2) に改善された．本手法による Case 1 に対する過小評価 6%は ORIGEN 2.2 による計算誤差 ($\pm 5\%$) とほぼ一致している．Case 2 に対する過小評価 32%が大きいのは最大燃焼度 (48 GWd/t もしくは 55 GWd/t) を用いて照射済燃料集合体の崩壊熱を計算したことによると考えられ，予測精度を向上するには実際の燃焼度を用いて照射済燃料集合体の崩壊熱を計算する必要がある．

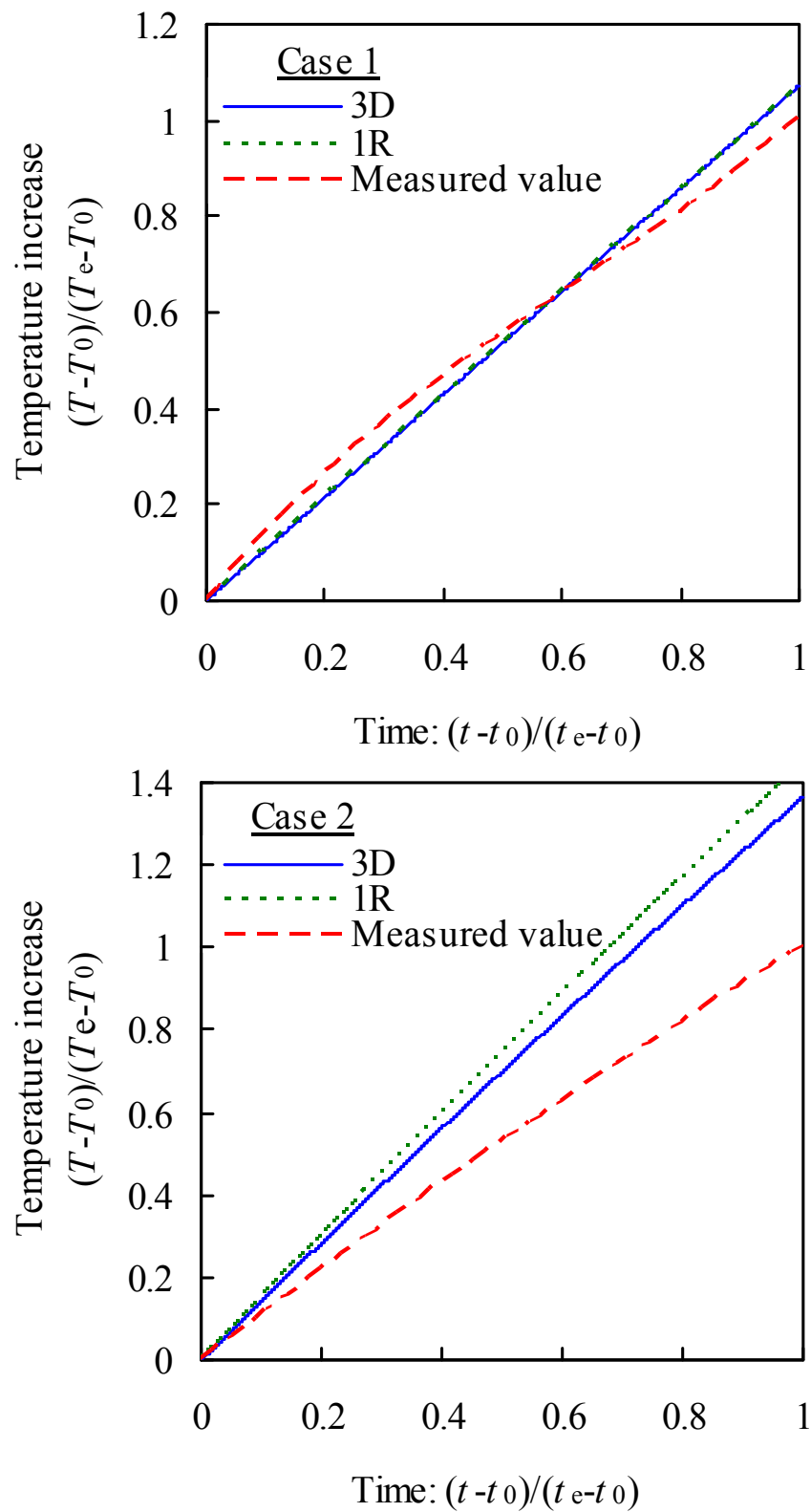


図 5.10 予測水温と測定値との比較
(3D: 3次元計算, 1R: 一領域計算モデルによる予測)

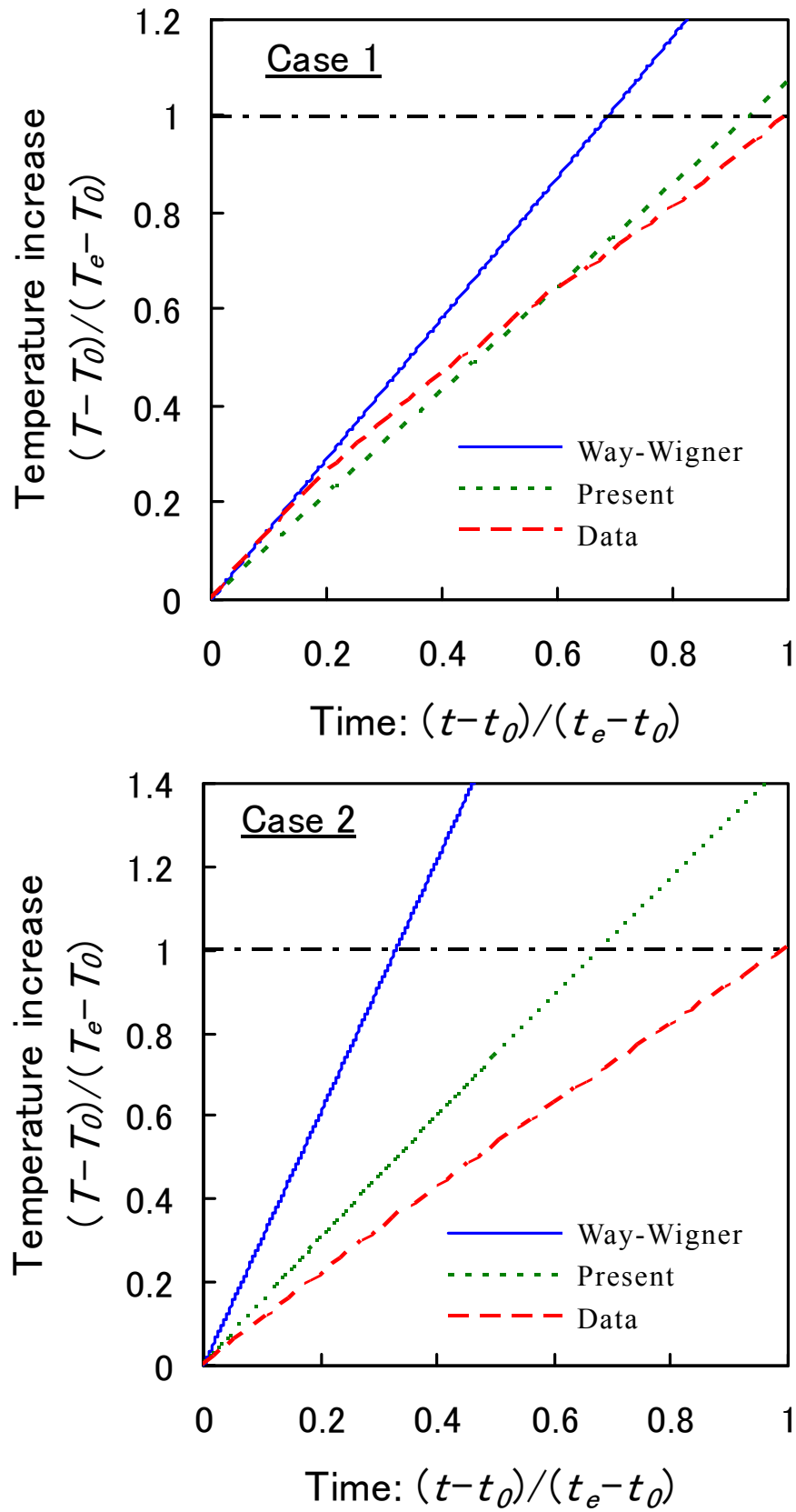


図 5.11 従来法と本手法による水温上昇の比較

5.4 全交流電源喪失時の水温と水位の予測と検証

第1章で述べたように、外部からの交流電源喪失時には浄化冷却設備は停止するが、換気空調系は全交流電源喪失時にしか停止しない。この第5.4節では、浄化冷却設備と換気空調系が停止する全交流電源喪失時の水温と水位の予測の検証結果について述べる。

5.4.1 崩壊熱の影響

これまでの、浄化冷却設備停止の計算対象期間が短く数日程度であったことから、崩壊熱を一定とした。しかし、全交流電源喪失では、計算対象期間が数か月と長いことから、本項では時間依存の崩壊熱を用いた。SFPの水面面積は約150 m²で深さは12 mとした。全交流電源喪失時の崩壊熱として $Q_{D,0} = 5 \text{ MW}$, 0.9 MW, 0.3 MWの3種類で計算を行ない、その計算結果を、それぞれ図5.12、図5.13、図5.14に示す。

初期崩壊熱 $Q_{D,0} = 5 \text{ MW}$ (図5.12)の場合、崩壊熱 Q_D は換気空気とコンクリートへの伝熱量($Q_E + Q_C$)に比べて大きい。全交流電源喪失から約1.4日後には、平均水温 T_w は100℃に達し沸騰を開始する。沸騰開始前では水面温度 T_{ws} は水面からの蒸発により平均水温 T_w より低いが、 T_{ws} は式(5.2)に示したように沸騰後には $T_{ws} = T_w$ と近似したことから急増している。コンクリート温度 T_c は平均温度を示し、コンクリート自体の低い熱伝導率のために上昇が緩慢である。水位 H_w は、平均水温 T_w が100℃に達する前に熱膨張のために少し増加するが、その後は平均水温 T_w が100℃到達後の沸騰により急激に低下している。水面からの蒸発伝熱量とコンクリートへの伝熱量($Q_E + Q_C$)を無視したいわゆる断熱計算では水温を高く評価し、水位を低く評価している。

初期崩壊熱 $Q_{D,0} = 0.9 \text{ MW}$ (図5.13)の場合、水面からの蒸発伝熱量とコンクリートへの伝熱量($Q_E + Q_C$)は、平均水温 T_w が100℃に達する前に、崩壊熱 Q_D と等しくなる。コンクリートへの伝熱量 Q_C は水温とコンクリートとの温度差($T_w - T_c$)とコンクリートと水面の接触面積の関数となっており、水温とコンクリートとの温度差($T_w - T_c$)の増加により最初増加していくが、その後は水位 H_w の低下による接触面積の減少により減少している。

初期崩壊熱 $Q_{D,0} = 0.3 \text{ MW}$ (図5.14)の場合、平均水温 T_w は100℃よりかなり低い。このため、水面からの蒸発伝熱量とコンクリートへの伝熱量($Q_E + Q_C$)を無視したいわゆる断熱計算では、平均水温 T_w を高く評価することによりピット水への蓄熱量を大きく評価し、蒸発量が少なくなり水位を高く評価した。この結果は、照射済燃料集合体が空気中に露出するまでの時間を長めに評価することになり、断熱計算は必ずしも安全側の評価ではないことを示している。

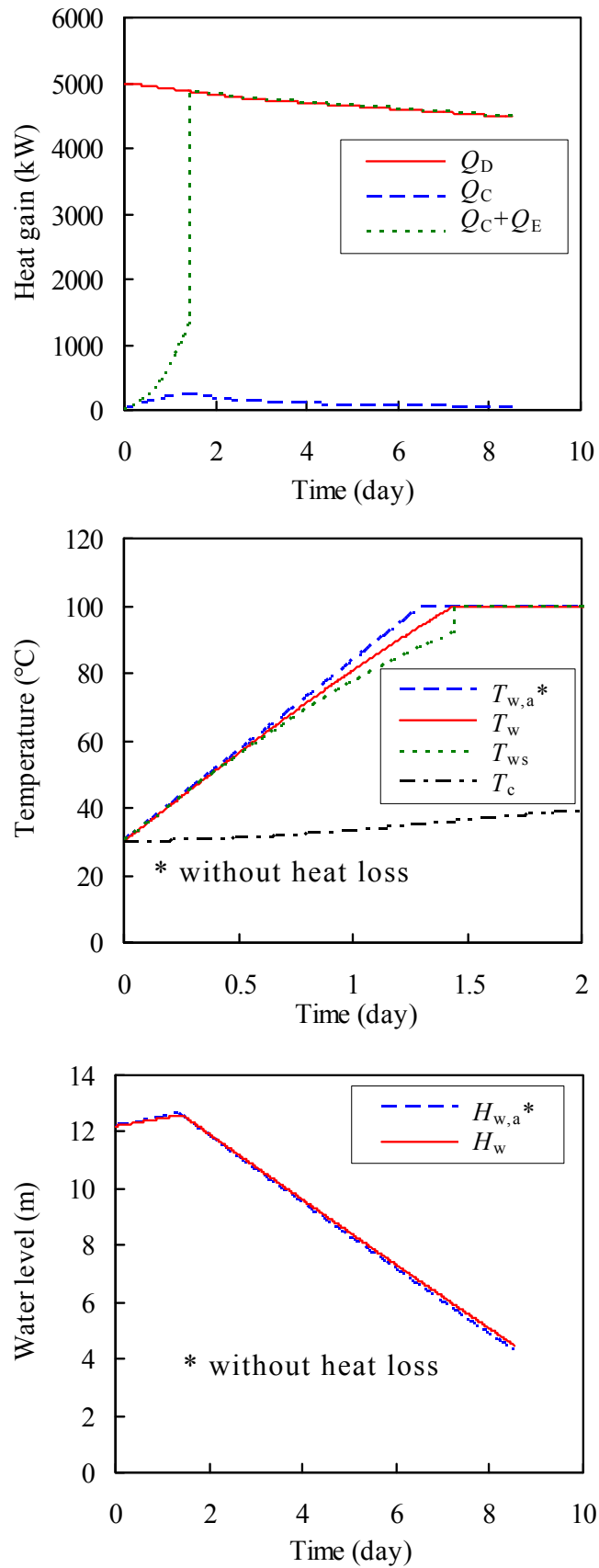


図 5.12 崩壊熱 5 MW に対する計算結果

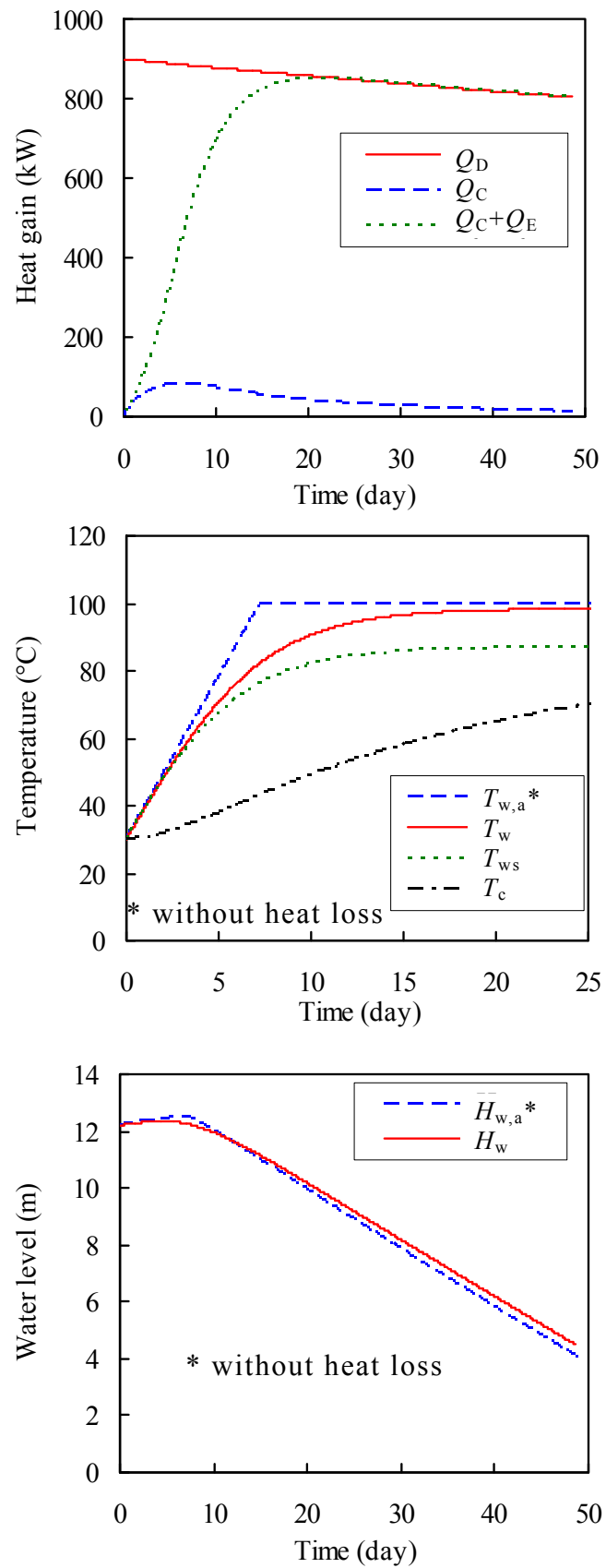


図 5.13 崩壊熱 0.9 MW に対する計算結果

第5章 一領域計算モデルによる水温と水位の予測

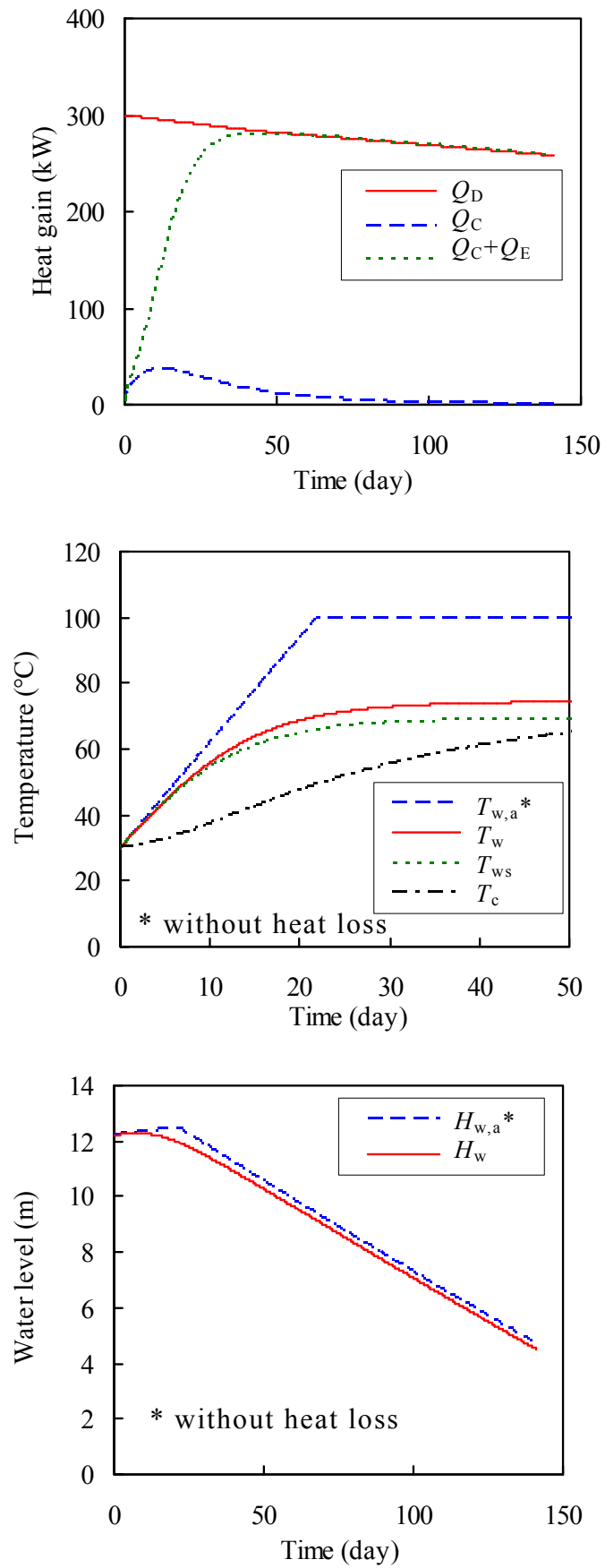


図 5.14 崩壊熱 0.3 MW に対する計算結果

5.4.2 福島第一原子力発電所における測定値を用いた検証

福島第一原子力発電所で長期にわたり全交流電源喪失となった SFP のうち、水温と水位の測定値がある 2 号機、3 号機、4 号機のプールを対象とした。福島第一原子力発電所の SFP を一領域計算モデルで計算する目的は、熱流動挙動を再現することではなく、崩壊熱予測と蒸発熱流束相関式の検証である。

福島第一原子力発電所では建屋が崩壊したプラントがあり、長期間では低温の水が注水されている。建屋崩壊の場合には、図 5.1 (b) の建屋内空気温度 T_a を外気温度 $T_{a,out}$ と等しいとして蒸発伝熱量 Q_E を計算した。注水は断続的に行われたが、連続注水として近似し、崩壊熱 Q_D から注水のサブクール熱を差引いて発熱量として水温を計算した。

表 5.1 に ORIGEN 2.2⁽²⁾ を用いて東京電力(株)⁽⁷⁾ が計算した崩壊熱を示す。この表には、初期値 ($t=0$) と 3 ヶ月後 ($t=90$ days) の値が記載されている。ここでは、ANS-5.1-1973⁽⁹⁾ 推奨の崩壊熱相関式を用いて、 $t=0, 90$ days における崩壊熱が東京電力(株)の報告書⁽⁷⁾ (以下、「東電報告書」) 記載の値と一致するように係数と指数を決定して崩壊熱計算に使用した。

共通の計算条件を表 5.2 に示す。これは東電報告書記載の計算条件である。SFP の水面面積と深さは 2 号機、3 号機、4 号機共通で、それぞれ約 120 m^2 、約 11.5 m であり、初期の SFP 水量は $1,390 \text{ m}^3$ である。初期の水温 $T_{w,0}$ を 30°C 、外気温度 T_{out} を 10°C 、注水温度 $T_{w,in}$ を 10°C として計算した。

表 5.1 ORIGEN 2.2 を用いた崩壊熱の計算値⁽⁷⁾

	2011 年 3 月 11 日時点	左記の 3 ヶ月後
1F2 プール	0.62 MW	0.52 MW
1F3 プール	0.54 MW	0.46 MW
1F4 プール	2.26 MW	1.58 MW

表 5.2 計算条件⁽⁷⁾

SFP 水量*	水位*	水温*	外気温度	注水温度
$V_{w,0} [\text{m}^3]$	$H_{w,0} [\text{m}]$	$T_{w,0} [^\circ\text{C}]$	$T_{out} [^\circ\text{C}]$	$T_{w,in} [^\circ\text{C}]$
1390	11.5	30	10	10

*印は初期値

第5章 一領域計算モデルによる水温と水位の予測

4号機 (1F4) プールでは、注水がない期間における水位が測定されており、注水がない期間を対象にして水位低下率の計算値と測定値との比較により崩壊熱の予測精度について検討し、水温の計算値と測定値との比較により蒸発熱流束の予測精度について検討した。なお、建屋は約4日後に水素爆発により崩壊している。

3号機 (1F3) プールでは、約3日後に水素爆発により建屋が崩壊しており、崩壊前後における空気温度の変化を考慮して計算を行った。8日目以降に注水が断続的に行われているが、注水がない期間を対象に、1F4 プールにおける評価と同様、水位低下率の計算値と測定値との比較により崩壊熱の予測精度について検討し、水温の計算値と測定値との比較により蒸発熱流束の予測精度について検討した。

2号機 (1F2) プールでは、建屋の破損が部分的であることから、建屋は健全として扱い、断続的注水により満水が維持されている期間を対象にして、水温の計算値と測定値との比較により蒸発熱流束の予測精度について検討した。なお、注水がなかったと仮定した計算も行った。

(a) 4号機プール

4号機 (1F4) プールの崩壊熱は、初期値 ($t = 0$) 2.26 MW, 3ヵ月後 ($t = 90$ days) 1.58 MW と報告⁽⁷⁾ されている. 1F4 プールに対する計算では、まず建屋が健全であるとして注水なしの条件で水温と水位の時間変化を計算した. 次に、建屋が水素爆発により崩壊し、空気温度が外気温度 10°C と等しいとして、注水がない期間における水位低下を計算して測定値と比較した.

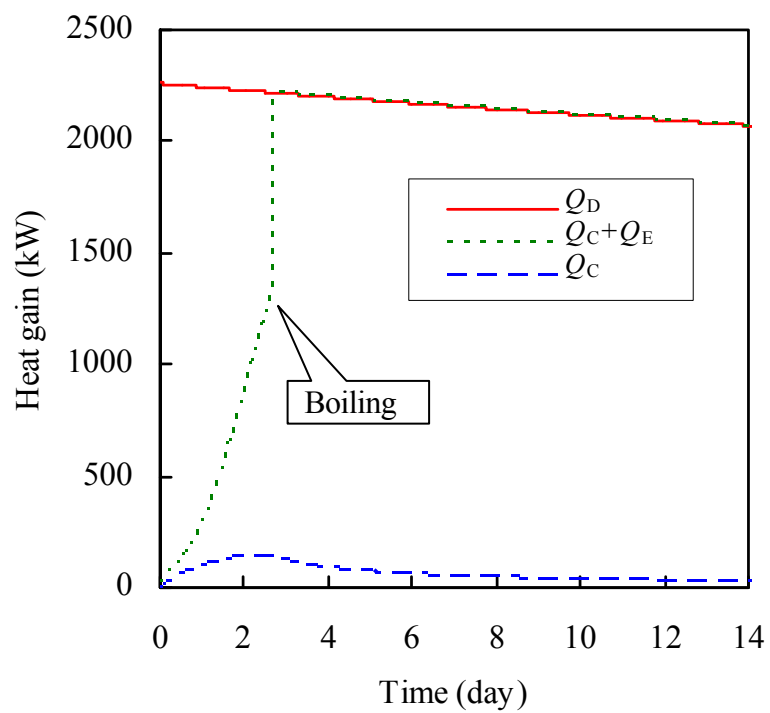
図 5.15 に建屋が健全であるとして注水なしの条件で計算した熱量、温度、水位、蒸発熱伝達率の時間変化を示す. 横軸は全交流電源喪失後の経過日数である. 事故発生後 3 日弱で平均水温 T_w が 100°C に到達し (図 5.15 (b)), 沸騰により蒸発伝熱量 Q_E が急増 (図 5.15 (a)) するとともに、水位 H_w が急激に低下 (図 5.15 (c)) している. 図 5.15 (a) のコンクリートへの伝熱量 Q_C は、水温上昇に伴い増加した後、水位低下 (水面下のみ伝熱量を計算) とコンクリート温度 T_C の上昇に伴い減少している. 図 5.15 (b) では、平均水温は断熱計算による水温 ($T_{w,a}$) と放熱計算による水温 (T_w) とで顕著な相違がない. これは、崩壊熱 Q_D が放熱量 ($Q_C + Q_E$) より大幅に大きいことによる. 表面水温 T_{ws} は式(5.2) による計算値であり、沸騰開始 ($T_w = 100^{\circ}\text{C}$) 後には $T_{ws} = T_w$ と近似している. 図 5.15 (c) は使用済燃料ラック上端からの水位を示す. 初期の水位上昇は熱膨張によるものであり、蒸発を無視した断熱計算による水位 ($H_{w,a}$) は水位を高く評価し、水位低下時には Q_C を無視したことにより水位を低く評価するが、 Q_C が小さいことから断熱計算と放熱計算とで顕著な相違はない. 計算値はヘリコプターからの目視による水位観測値とほぼ一致している. 水位がラック上端まで低下するのは約 12.7 日後である. 図 5.15 (d) では、平均水温と表面水温の上昇に伴い蒸発熱伝達率の計算値は急激に増加し、表面水温 87°C で $133 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ に達している. なお、蒸発熱伝達率と蒸発伝熱量の計算値は、水温計算への影響は大きい、崩壊熱が小さい場合 (図 5.25 参照) を除いて水位計算への影響は小さい.

建屋が崩壊し、空気温度が外気温度に等しい ($T_a = 10^{\circ}\text{C}$) として (図 5.1 (b) で $T_a = T_{out}$), 注水がない期間における水位と水温の計算結果を測定値と比較してそれぞれ図 5.16 (a) と図 5.16 (b) に示す. 水位はコンクリートポンプ車を用いて、一定間隔でのマーキングおよび熱電対を取り付けたケーブルを建屋上部から降ろし、燃料交換機の手すりなど位置情報が分かっている点を基点として、着水による温度変化が表れるまでの巻き下げ長さを測定することで水位を確認している. 水温は SFP 水の平均温度とみなせる深さでの水温測定値とされている. 測定位置を推定するには水温分布の 3 次元計算が必要である. 図 5.15 (b) と同様に表面水温 T_{ws} は、沸騰後には $T_{ws} = T_w$ と近似しており、測定値に比べて T_w , T_{ws} とともに高く評価している. この期間は沸騰 ($T_w = 100^{\circ}\text{C}$) 伝熱であり、自然対流空気流れに対する蒸発熱流束相関式(3.15) と (3.16) の妥当性確認はできない. 図 5.16 (a) では、水位の計算結果は測定値と比較して水位低下率を約 20% 過大評価している.

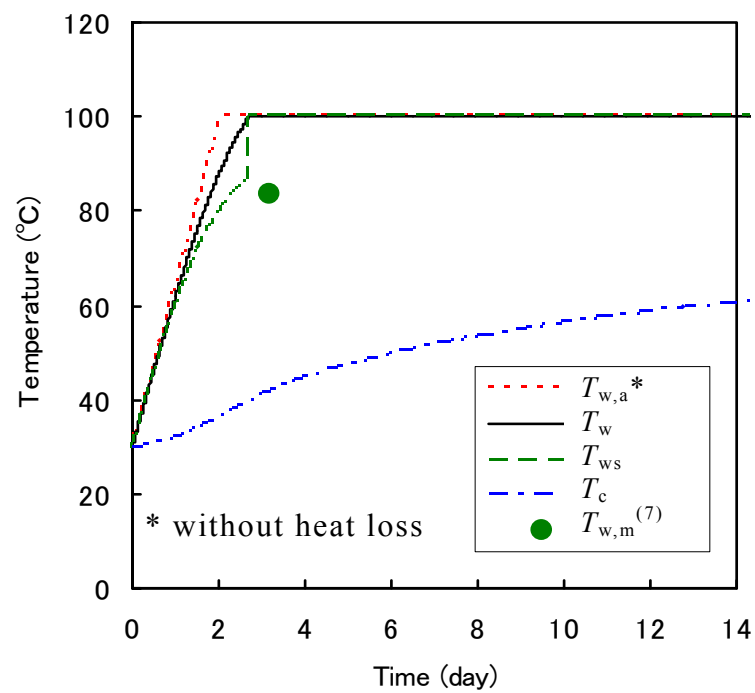
崩壊熱予測値を 0.8 倍すると、図 5.17 に示すように、水位低下率の計算値が

測定値と一致することから ORIGEN 2.2⁽²⁾ による計算は崩壊熱を大きく予測していると判断される。

図 5.18 では、崩壊熱を予測値の 80% ($0.8 Q_D$) とした場合でも水温を高く評価している。計算値と測定値をよく一致させるためには、式(3.15) と(3.16) による蒸発熱流束を 1.55 倍 ($0.8 Q_D, 1.55 q_E$) 大きくする必要がある。一方、原子炉ウエルの水位が低下していたことから原子炉ウエルから SFP への水の漏洩があったとの報告⁽¹⁰⁾ がある。しかし、本研究では原子炉ウエルの水の漏洩は模擬しておらず、計算条件の不確かさの一つである。



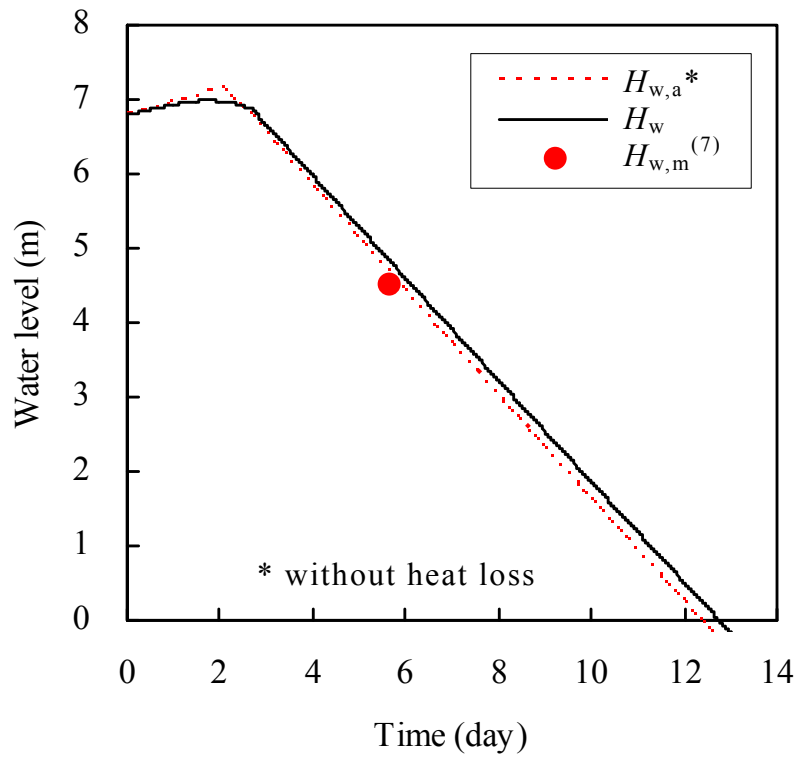
(a) 熱量



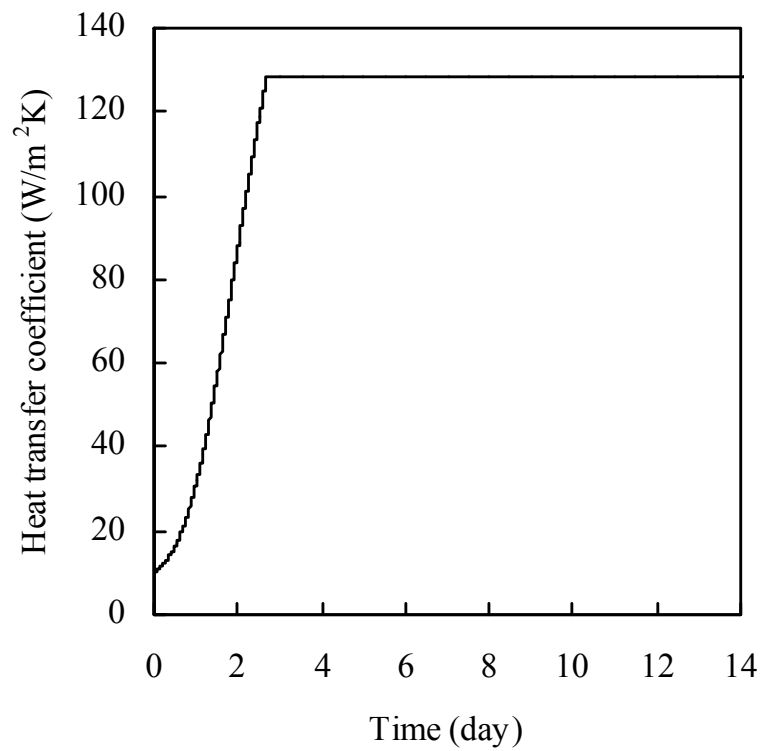
(b) 温度

図5.15 (1/2) 1F4 プール (建屋崩壊なし, 注水なし)

第5章 一領域計算モデルによる水温と水位の予測

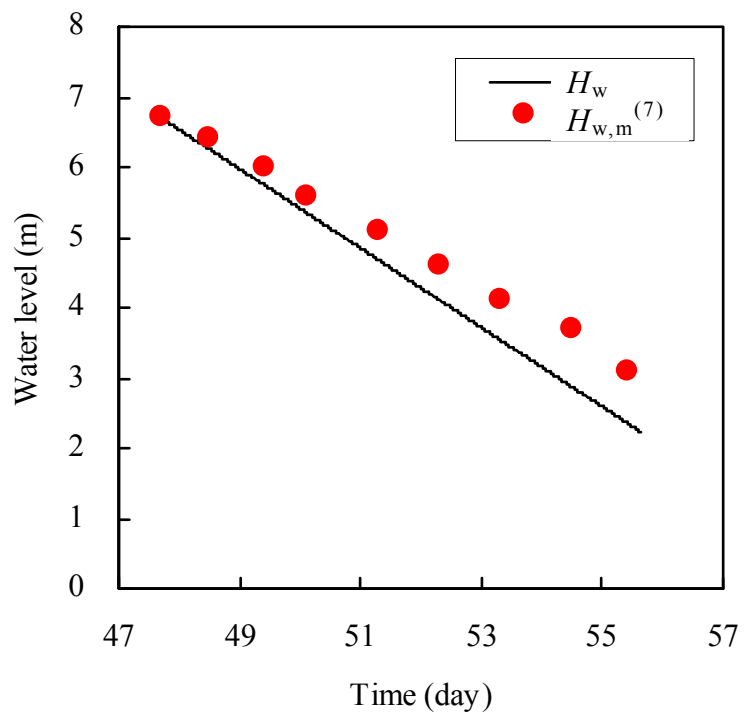


(c) ラック上端からの水位

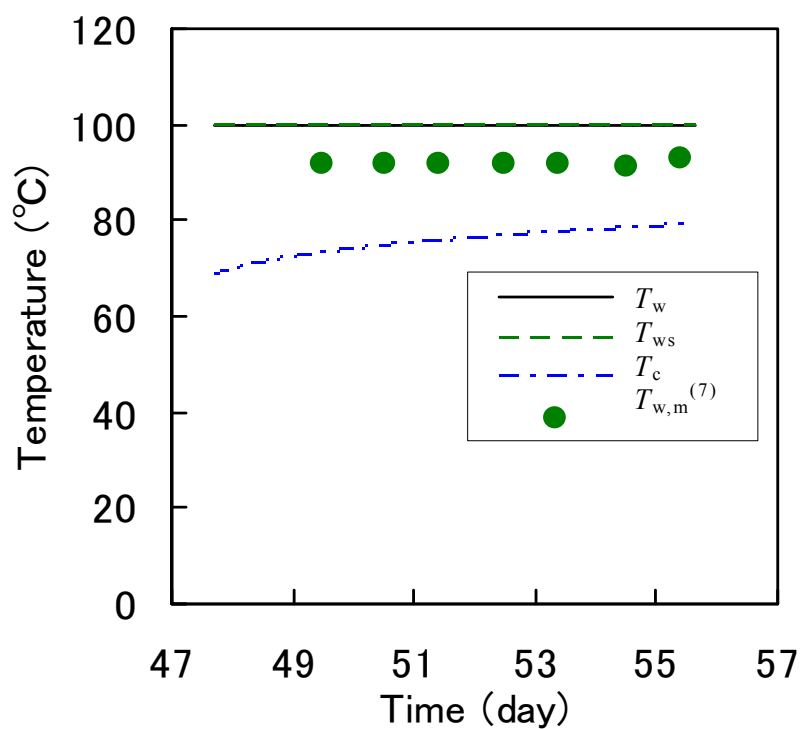


(d) 蒸発熱伝達率

図5.15 (2/2) 1F4 プール (建屋崩壊なし, 注水なし)



(a) ラック上端からの水位



(b) 温度

図5.16 1F4 プール (建屋崩壊, 注水がない期間)

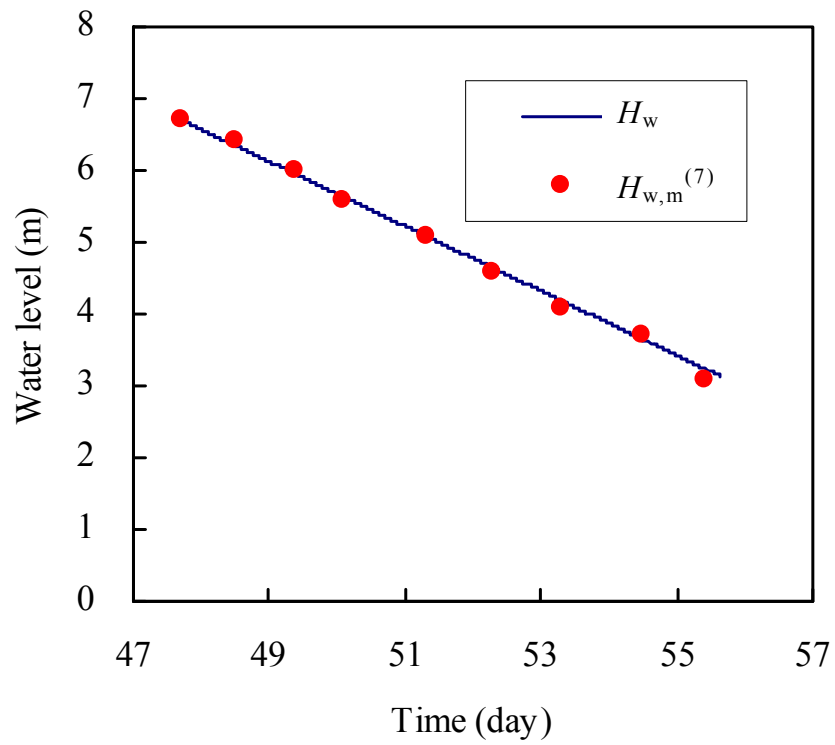


図5.17 1F4 プールのラック上端からの水位 (建屋崩壊, $0.8 Q_D$)

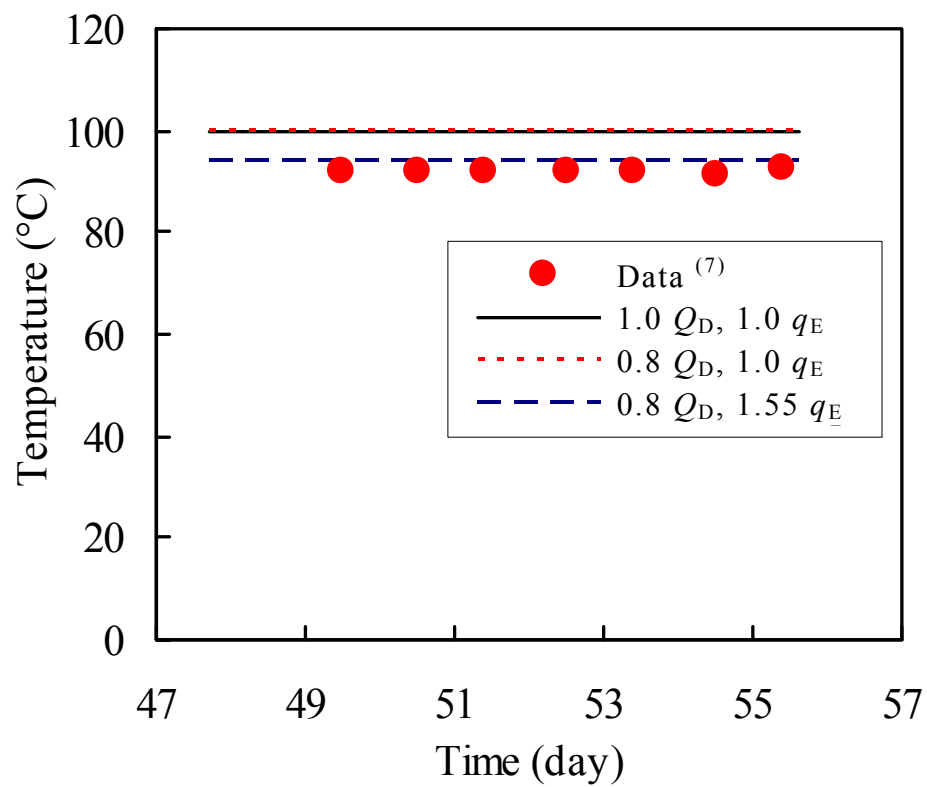


図5.18 1F4 プールの水温 (建屋崩壊, 注水がない期間)

(b) 3号機プール

3号機 (1F3) プールの崩壊熱は、初期値 ($t = 0$) 0.54 MW, 3ヵ月後 ($t = 90$ days) 0.46 MW と報告⁽⁷⁾ されている。1F3 プールでは、約3日後に水素爆発により建屋は崩壊している。また、8日目以降に断続的に注水が行なわれているが、注水がない期間を対象に 1F4 プールにおける評価と同様、水位低下率の計算値と測定値との比較により崩壊熱の予測精度について検討した。水温と水位は4号機プールと同様、コンクリートポンプ車を用いて、一定間隔でのマーキングおよび熱電対を取り付けたケーブルを建屋上部から降ろすことで測定された値である。

図 5.19 に建屋が崩壊した 1F3 プールの注水がない仮定による熱量、温度、水位、蒸発熱伝達率の時間変化を示す。横軸は全交流電源喪失後の経過日数である。1F3 プールでは崩壊熱の初期値が 1F4 プールの約 24% であることから、水位がラック上端に低下するまでの時間が約 4.2 倍 (図 5.19 (c) : 約 52.4 日) になっている。水素爆発の影響による建屋崩壊後の蒸発熱流束計算では、式(3.15) と(3.16) で外気温度 $T_{out} = 10^{\circ}\text{C}$ を使用した (つまり図 5.1 (b) で $T_a = T_{out}$ とした)。このことにより、建屋崩壊後は、熱伝達率 (図 5.19 (d)) と換気空気への熱損失 (図 5.19 (a)) が増加している。熱損失を無視した断熱計算は、プール水への蓄熱量を大きく評価し水位を高く評価している。平均水温の計算値は約 80°C で表面水温が約 72°C (図 5.19 (b)) であり、測定値約 62°C に比べて高い。

この要因として、

(a) ORIGEN 2.2⁽²⁾ による崩壊熱予測の過大評価

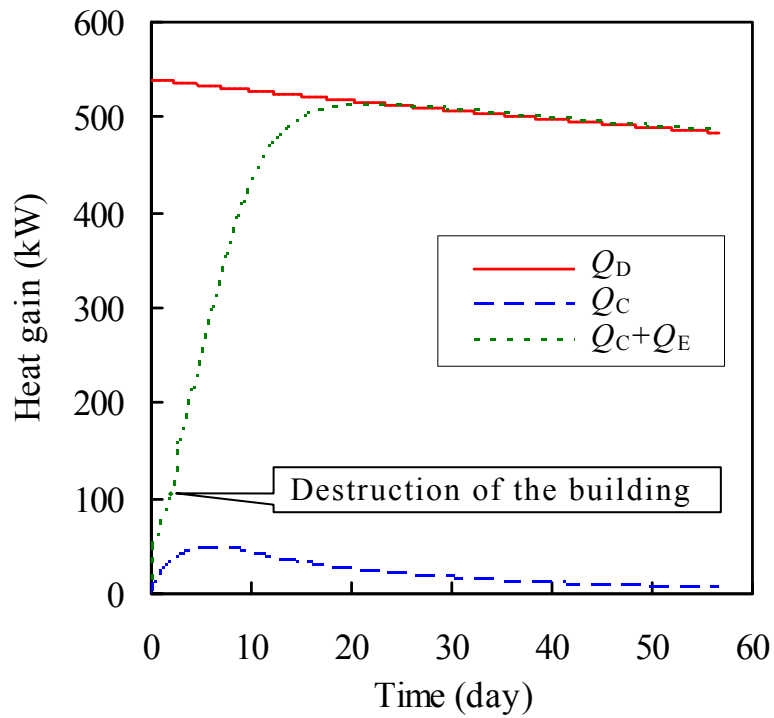
(b) 注水温度 (約 10°C) の影響

(c) 式(3.15) と(3.16) による蒸発熱流束の過小評価

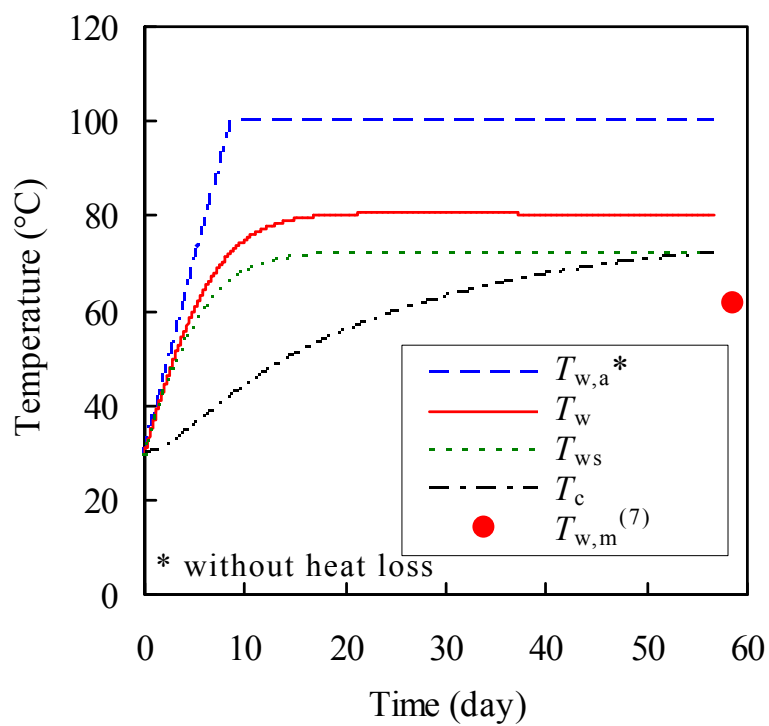
が考えられる。

8日目以降は 1F3 プールには定期的に注水されており、高い水位を維持していた。図 5.20 は、崩壊熱予測を検証するために注水がない期間の水位を比較したものである。ORIGEN 2.2 による崩壊熱計算値をそのまま使用 ($1.0 Q_D$) した場合は水位低下率を過大評価するが ORIGEN 2.2 による崩壊熱計算値を 70% ($0.7 Q_D$) とした場合は水位測定値とよい一致を示している。1F3 プールでは 1F4 プールより照射済燃料の冷却期間が長いことから、ORIGEN 2.2 計算の誤差が大きくなったと推察される。

図 5.21 は 3号機プール水温の比較を示す。測定値約 62°C が注水の影響を受けているか否かは不明であるが、約 62°C の水温は同等の崩壊熱を有する 2号機における測定値約 70°C に比べて低い。崩壊熱計算値の 70% ($0.7 Q_D$) として水温を計算すると約 73°C となり測定値約 62°C に比べてまだ高い値である。計算値と測定値とを一致させるためには、式(3.15) と(3.16) による蒸発熱流束を 2.3 倍 ($0.7 Q_D, 2.3 q_E$) にする必要がある。

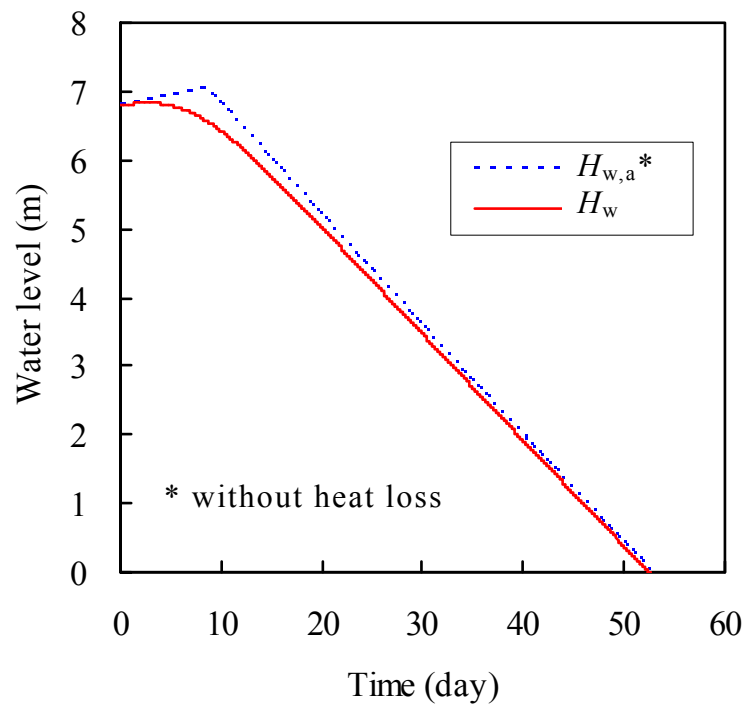


(a) 熱量

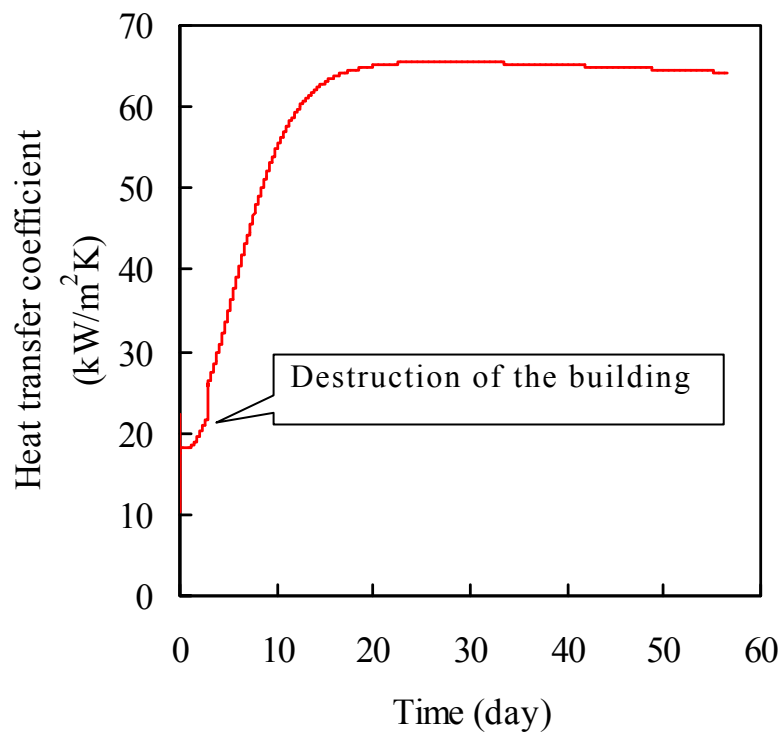


(b) 温度

図5.19 (1/2) 1F3プール (建屋崩壊, 注水なし)



(c) ラック上端からの水位



(d) 蒸発熱伝達率

図5.19 (2/2) 1F3 プール (建屋崩壊, 注水なし)

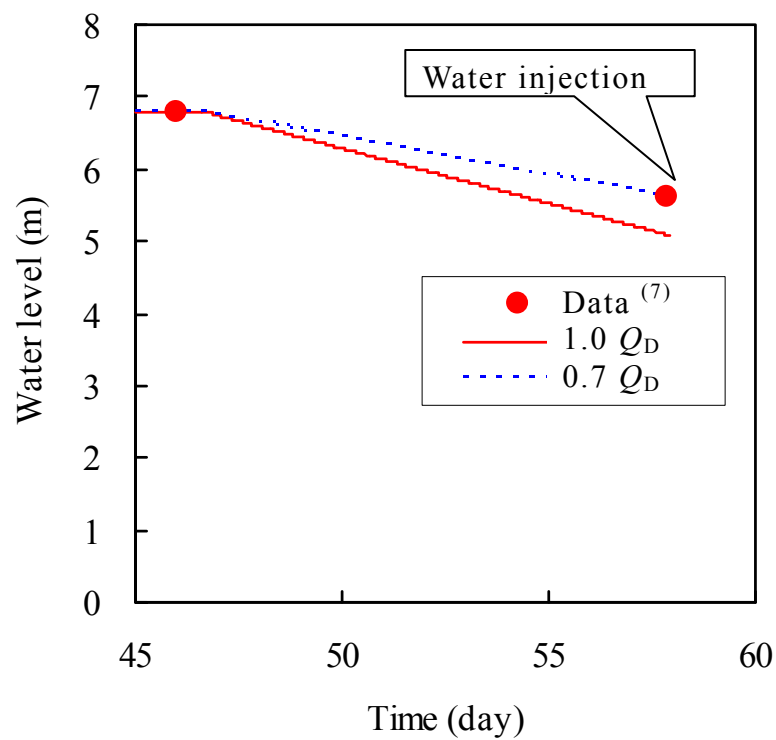


図 5.20 1F3 プールのラック上端からの水位 (注水がない期間)

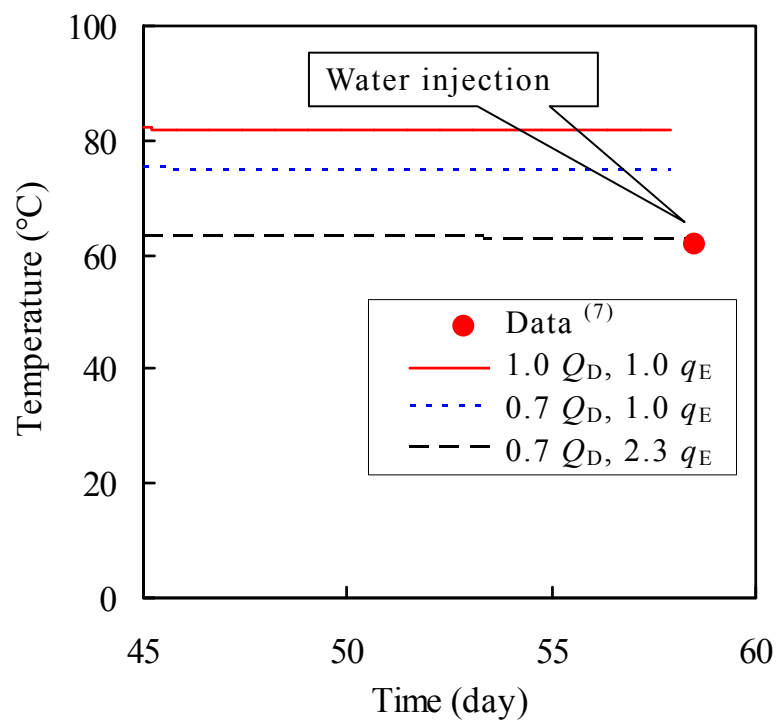


図 5.21 1F3 プールの水温 (注水がない期間)

(c) 2号機プール

2号機 (1F2) プールの崩壊熱は、初期値 ($t = 0$) 0.62 MW, 3ヵ月後 ($t = 90$ days) 0.52 MW と報告⁽⁷⁾ されている。1F2 プールでは、建屋の破損が部分的であることから、建屋は健全として蒸発伝熱量を計算する (建屋内空気を介して外気に放熱)。また、断続的注水により満水が維持されている期間を対象にして、水温の計算値と測定値との比較により蒸発熱流束相関式(3.15) と(3.16) の妥当性について検討した。水温の測定値は SFP の水温計が利用可能な状態であり定期的に測定されている。

建屋が健全であるとして注水なしの条件で計算した 1F2 プールに対する熱量、温度、水位、蒸発熱伝達率の時間変化を図 5.22 に示す。横軸は全交流電源喪失後の経過日数である。図 5.15 に示した 1F4 プールと全体挙動に顕著な相違はないが、1F2 プールでは崩壊熱の初期値が 1F4 プールの約 27%であることから、水位がラック上端に低下するまでの時間が約 3.7 倍 (図 5.22 (c) : 約 46.6 日) になっている。また、平均水温が約 88℃, 表面水温が約 79℃ (図 5.22 (b)) で崩壊熱 Q_D と放熱 ($Q_C + Q_E$) が等しくなっており (図 5.22 (a)), 沸騰条件 (100℃) に到達していない。

10 日目以降、断続的に注水されており、満水に近い状態と評価されている全交流電源喪失後 40 日以降の計算結果を図 5.23 に示す。断続的に注水されたが、計算では満水を維持するに必要な流量を一定値で連続的に与えた。注水温度は 10℃にした。図 5.23 (a) の崩壊熱 Q_D と放熱 ($Q_C + Q_E$) との差は注水のサブクール熱である。この期間の水温測定値は断続的注水に対応して約 50~70℃の範囲で変動しており、水温 50℃は、水位低下により温度計が空気中に露出して雰囲気温度を示していると評価⁽⁷⁾ されている。図 5.23 (b) には水温と評価されている最高温度 (約 70℃) を表示しているが、計算値は平均水温だけでなく表面水温も測定値より高くなっている。水温を高く評価した原因として、建屋破損の影響、崩壊熱の過大評価、蒸発熱流束の過小評価が考えられる。

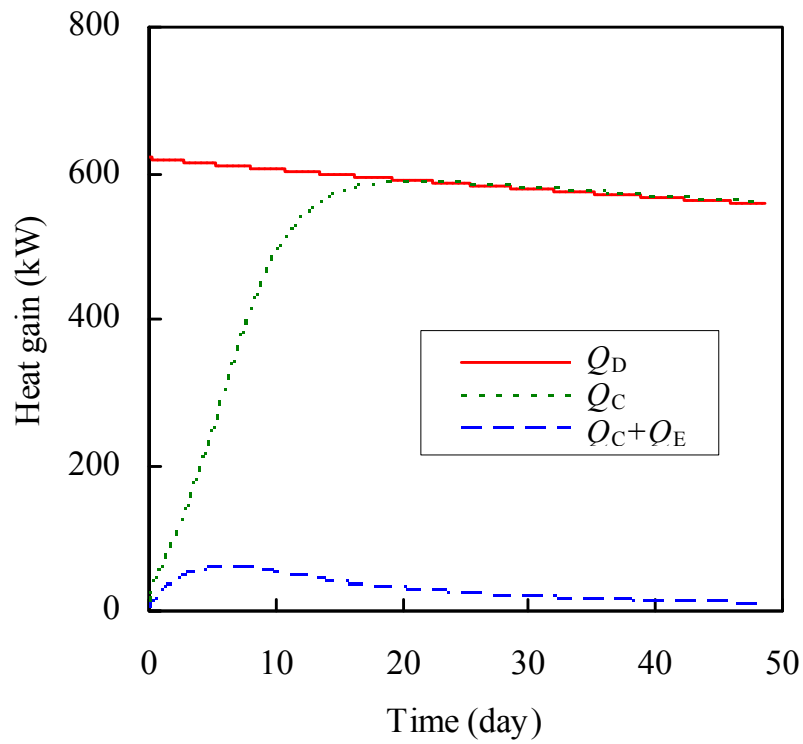
建屋が崩壊し、空気温度が外気温度等しい ($T_a = 10^\circ\text{C}$) として計算しても水温は 4~5℃しか低下しなかった。したがって水温を高く評価した主要因は、崩壊熱の過大評価もしくは蒸発熱流束の過小評価と考えられる。

図 5.24 は 1F2 プールに対する感度計算による水温の比較を示す。1F2 プールでは、注水が定期的になされていることから、計算では崩壊熱から注水のサブクール熱を差引いて発熱量とした。1F2 プールでは崩壊熱予測値を検証できる水位低下率の測定値がない。そこで、1F2 と 1F3 の崩壊熱はほぼ同じ (表 5.1 参照) であることから、3号機で水位低下率が計算値と測定値とで一致する崩壊熱予測値の 70% (図 5.20 参照) である $0.7 Q_D$ を 2号機の計算にも適用した。 $0.7 Q_D$ を使用しても水温は高い評価となった。計算値を測定値とよく一致させるには、式 (3.15) と(3.16) による蒸発熱流束を 1.9 倍 ($0.7 Q_D$, $1.9 q_E$) 大きくする必要がある。

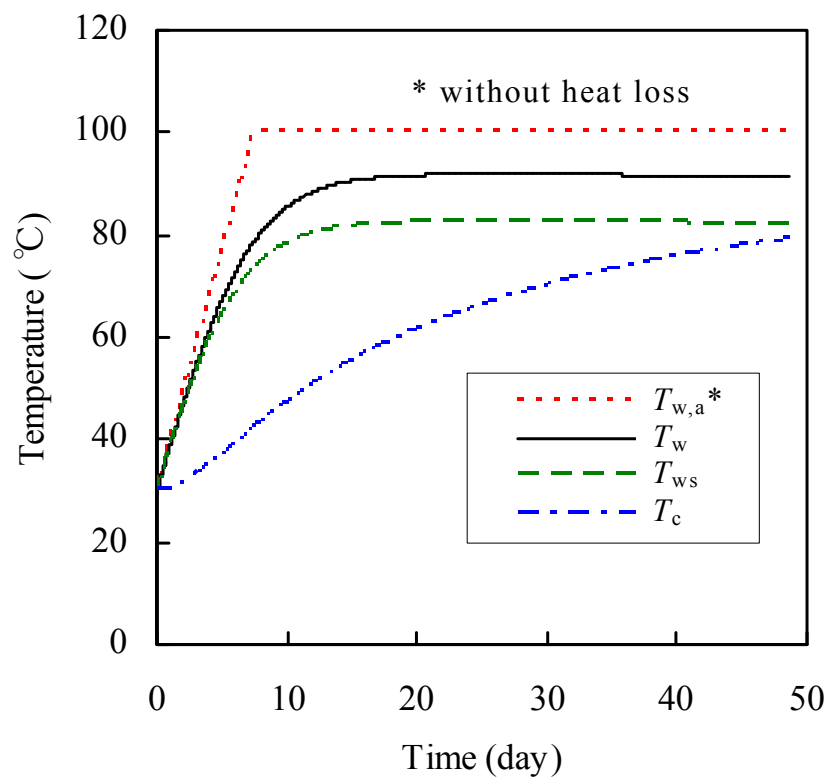
図 5.25 は注水なしとして ($0.7 Q_D$, $1.9 q_E$) 条件で水位を計算した結果を示す。

第5章 一領域計算モデルによる水温と水位の予測

熱損失なし（断熱条件）での計算水位は，水温とピット水への蓄熱量を大きく評価しているために，放熱条件での計算水位に比べ水位を高く評価している．つまり，放熱を考慮した計算では断熱条件より水位が早く低下する．これは残存冷却水のサブクール度が大きい状態で蒸発により水位が低下することによる．この傾向は崩壊熱が小さく水温が低いほど顕著になる．したがって断熱条件は水位低下の予測に対して常に安全側の評価になるとは限らない(水位低下が相対的に遅くなることで照射済燃料集合体が空気中に露出するまでの時間が長くなり非安全側の評価である)ことを示唆している．

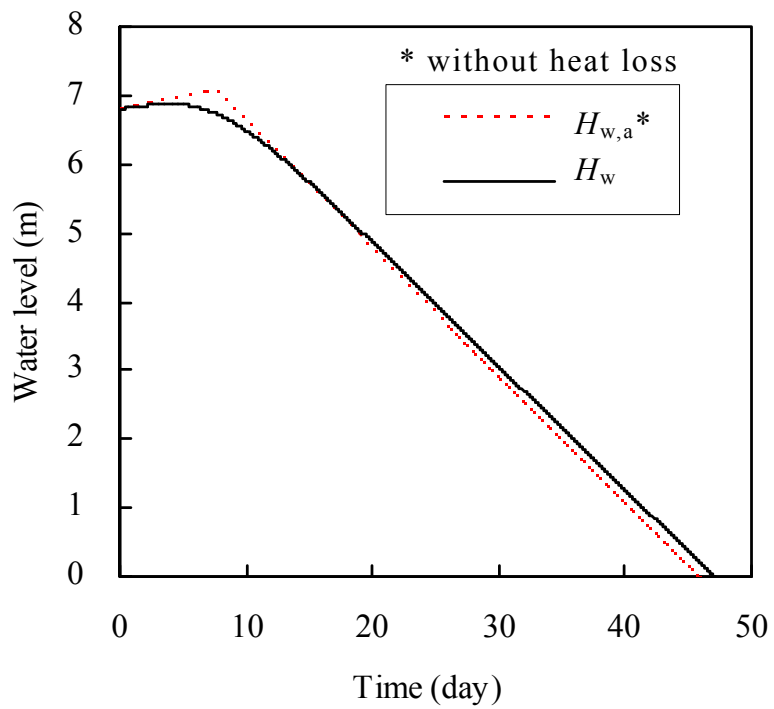


(a) 熱量

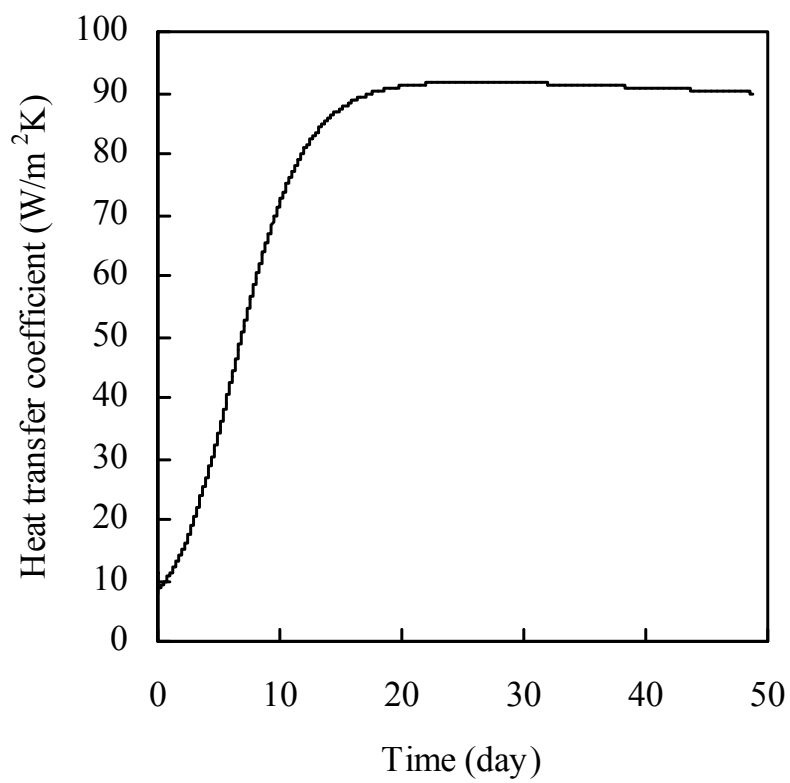


(b) 温度

図5.22 (1/2) 1F2 プール (建屋崩壊なし, 注水なし)

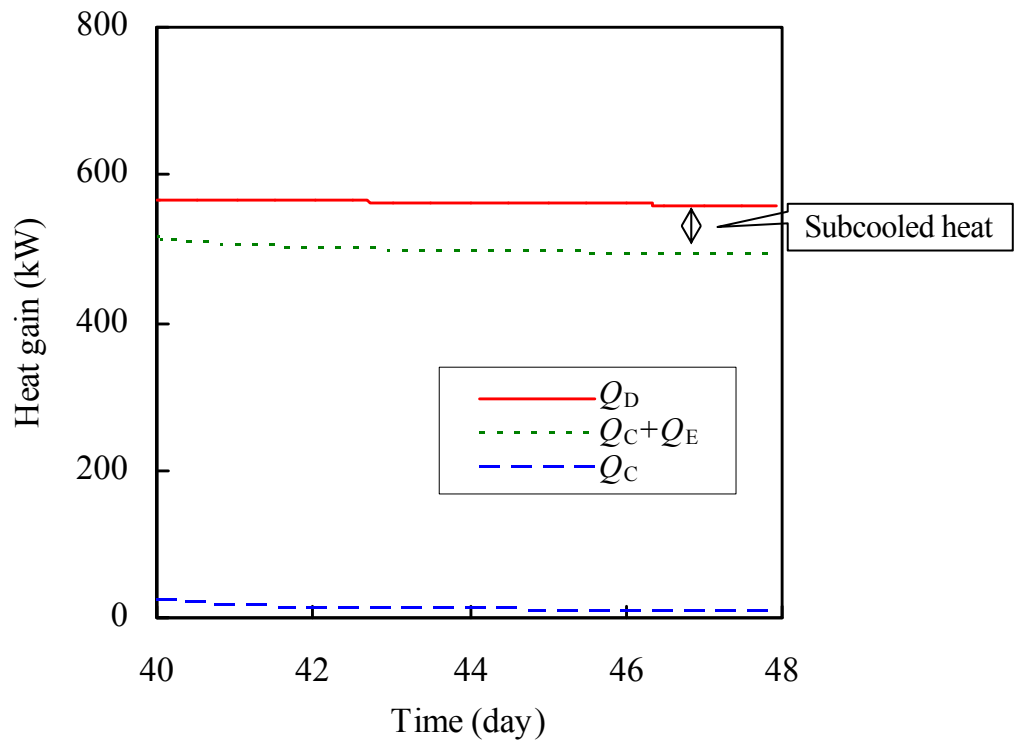


(c) ラック上端からの水位

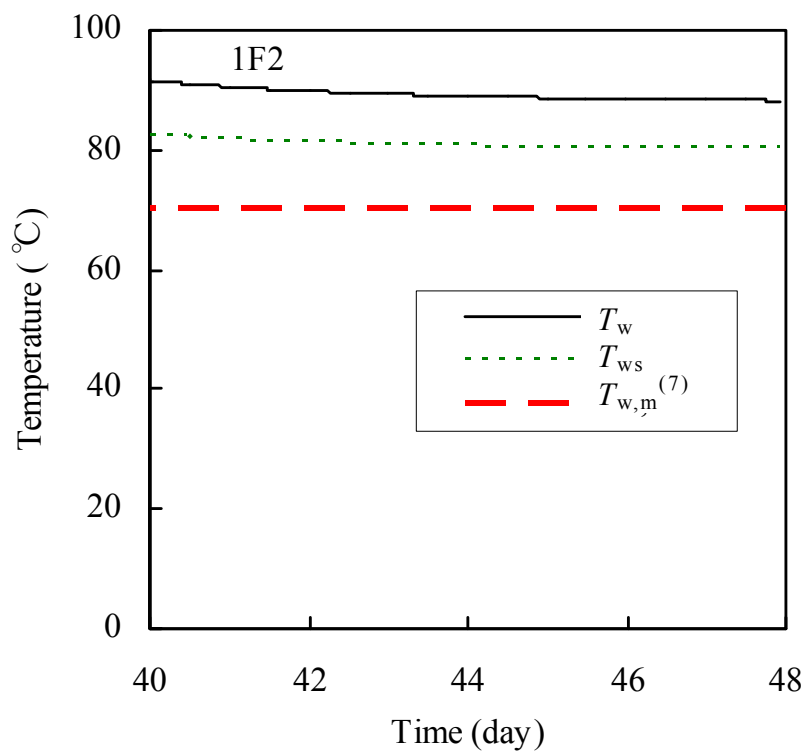


(d) 蒸発熱伝達率

図5.22 (2/2) 1F2 プール (建屋崩壊なし, 注水なし)



(a) 熱量



(b) 水温

図5.23 1F2 プール (建屋崩壊なし, 注水あり)

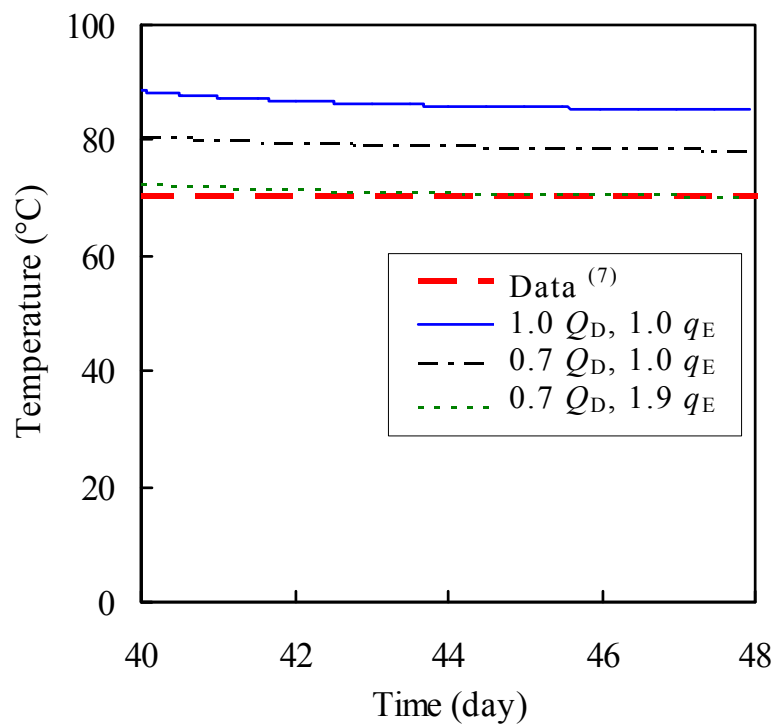


図 5.24 1F2 プールにおける感度計算結果

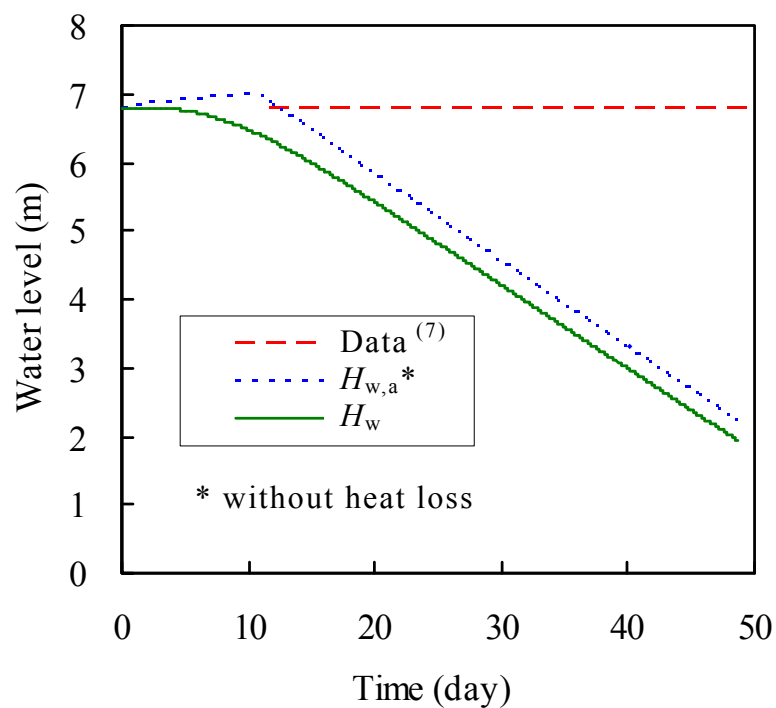


図 5.25 1F2 プールのラック上端からの水位 ($0.7 Q_D$, $1.9 q_E$, 注水なし)

5.5 放射伝熱の影響

これまで述べた予測手法では放射率が不確かな放射伝熱を無視して水温上昇と水位低下が安全側の評価となる伝熱モデルを使用した。この予測手法の不確かさを調べるために、本節では比較的大きい放射率を用いた放射伝熱を含む熱伝達モデルを用い、水温と水位への放射熱流束の影響を評価した。

5.5.1 放射伝熱を考慮した水温と水位の予測

図 5.26 に全交流電源喪失時における熱伝達と水温の計算モデルを示す。図 5.1 (b) の計算モデルに水面からの放射伝熱量 Q_R を追加したものである。

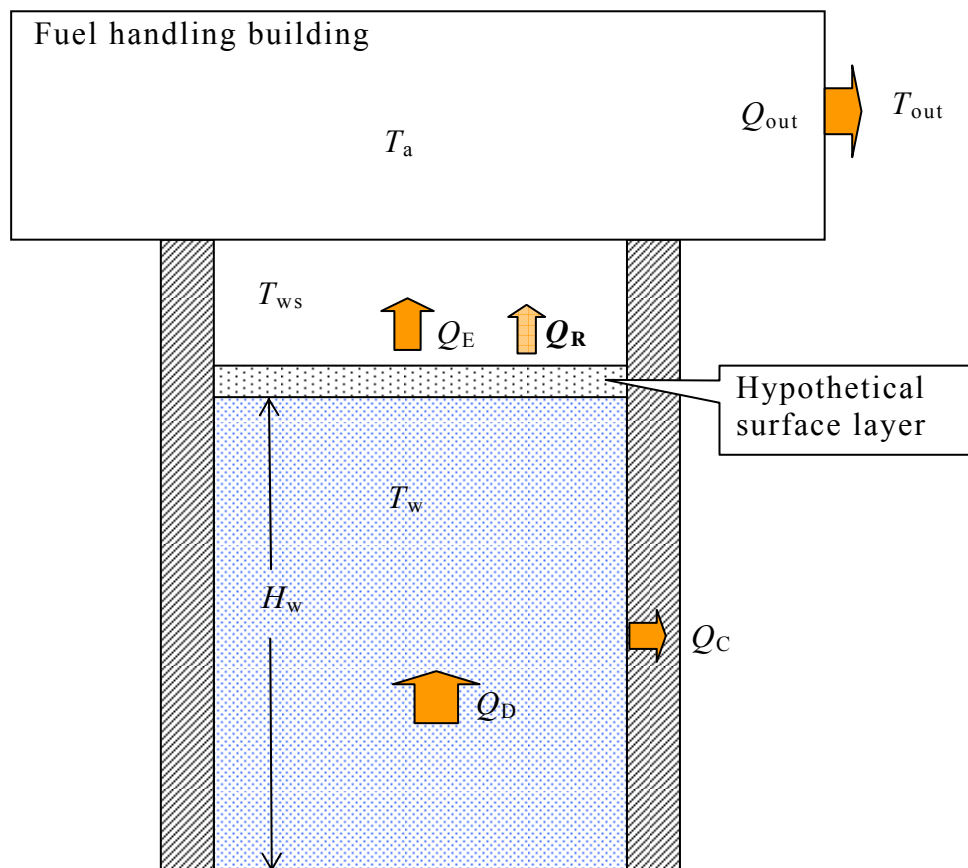


図 5.26 全交流電源喪失時における水温の計算モデル（放射伝熱の影響）

第5章 一領域計算モデルによる水温と水位の予測

ピットの平均水温 T_w は、式(5.1) に水面からの放射伝熱量 Q_R を考慮した式(5.6) を用いて計算する．

$$Cp_w M_w \left(\frac{dT_w}{dt} \right) = Q_D - Q_E - Q_C - Q_R, \quad T_w \leq 100^\circ\text{C} \quad (5.6)$$

放射伝熱量 Q_R [kW] は、放射熱流束 q_R [kW/m²] を用いて式(5.7) で計算する．

$$q_R = \varepsilon \sigma (T_{ws}^4 - T_b^4), \quad T_b = T_a \quad (5.7)$$

ここで、 ε [-] は放射率、 σ [kW/(m²・K⁴)] はステファン・ボルツマン係数、 T_{ws} [K] は水面温度、 T_b [K] は建屋の壁面表面温度、 T_a [K] は空気温度である．式(5.7) では無限平行平板で近似して伝熱面間の形態係数を考慮しておらず、水面の放射率と建屋の放射率が等しいと近似している．また、建屋の温度は計算せず空気の温度に等しい ($T_b = T_a$) と近似している．放射率には海洋モデル⁽¹¹⁾ における $\varepsilon = 0.97$ を用いた．ピット水は海洋水より透明度が高く $\varepsilon = 0.97$ は放射率を過大評価しており、放射伝熱量 Q_R を過大評価すると考えられる．

全交流電源喪失の場合、建屋の平均温度 T_a は式(5.4) に水面からの放射伝熱量 Q_R を考慮した式(5.8) で計算する．

$$\left(\frac{dQ_a'}{dt} \right) = Q_D - Q_C - Q_R - Cp_w M_w \left(\frac{dT_w}{dt} \right) - Q_{out}, \quad T_a = f \left(\frac{Q_a'}{V_a} \right) \quad (5.8)$$

水位 H_w [m] は式(5.5) に水面からの放射伝熱量 Q_R を考慮した式(5.9) で計算する．

$$H_w = \frac{M_w}{\rho_w A_{ws}}, \quad \left(\frac{dM_w}{dt} \right) h_{fg} = -(Q_D - Q_C - Q_R) + Cp_w M_w \left(\frac{dT_w}{dt} \right) \quad (5.9)$$

上記以外の計算方法は第 5.2.1 項と同じである．

5.5.2 福島第一原子力発電所における測定値を用いた計算

(a) 4号機プール

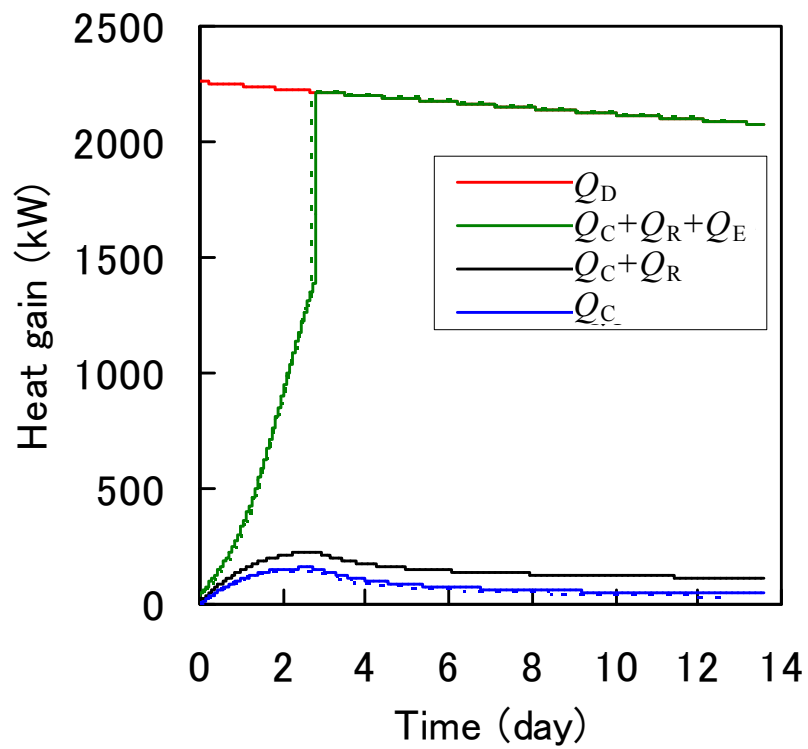
計算条件は第5.4.2項と同じである．4号機(1F4)プールに対する放射伝熱を考慮($Q_R > 0$)した場合の計算結果を放射伝熱なし($Q_R = 0$)と比較して図5.27に示す． $Q_R > 0$ と $Q_R = 0$ の計算結果はそれぞれ実線と破線で示す．

図5.27(a)から放射伝熱を無視しても考慮しても，全放熱量($Q_C + Q_R + Q_E$)への影響は小さいことが分かる．これは放射伝熱量 Q_R が崩壊熱 Q_D や蒸発伝熱量 Q_E よりも小さいためである．放射伝熱を無視すると，蒸発伝熱量 Q_E と蒸発熱伝達率が大きくなるのは平均水温 T_w と水面温度 T_{ws} が高くなることによる(図5.27(d)と図5.27(b))．なお，図5.15(b)と同様に，沸騰後には $T_{ws} = T_w$ と近似している．図5.27(a)から放射率を大きめに仮定したとしても放射伝熱量 Q_R は蒸発伝熱量 Q_E の1/10以下であることが分かる．放射伝熱は直接，蒸発とSFP水量損失に影響しないが，放射伝熱を考慮($Q_R > 0$)すると放射伝熱なし($Q_R = 0$)に比べて水位の低下が少し遅くなっている(図5.27(c))．

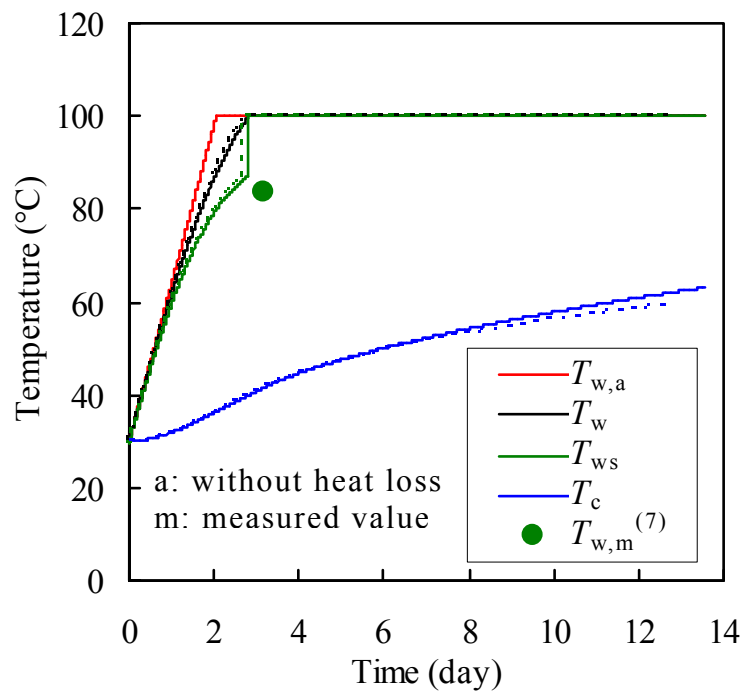
図5.28に注水がない期間中の水位低下を放射伝熱なし($Q_R = 0$)と比較して示す．計算値は水位低下率を過大評価し崩壊熱を大きく予測している．放射伝熱なし($Q_R = 0$)では崩壊熱予測値を0.8倍($0.8 Q_D$)すると測定値と一致するのに対し，放射伝熱を考慮($Q_R > 0$)すると崩壊熱予測値の0.85倍($0.85 Q_D$)で測定値と一致した．

図5.29に注水がない期間中の平均水温を放射伝熱なし($Q_R = 0$)と比較して示す． $Q_R > 0$ では $1.0 Q_D$ かつ $1.0 q_E$ の場合には平均水温を高く評価している． $0.85 Q_D$ かつ $1.0 q_E$ の場合でも平均水温を高く評価している．これは蒸発熱流束を小さく評価していることを示している．放射伝熱なし($Q_R = 0$)では崩壊熱を0.8倍($0.8 Q_D$)して蒸発熱流束を1.55倍($1.55 q_E$)すると測定値と一致し，放射伝熱を考慮($Q_R > 0$)した場合には崩壊熱を0.85倍($0.85 Q_D$)して蒸発熱流束を1.56倍($1.56 q_E$)すると測定値と一致した．

図5.28と図5.29の結果は，放射伝熱を考慮するか否かは崩壊熱の検証結果には影響するが，蒸発熱流束の検証結果には影響しないことを示している．

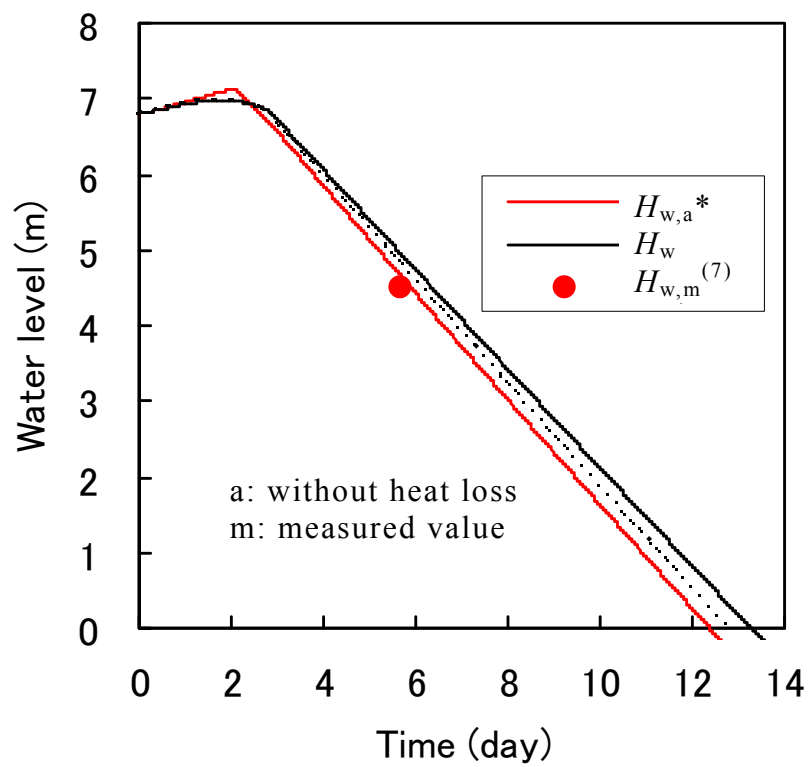


(a) 熱量

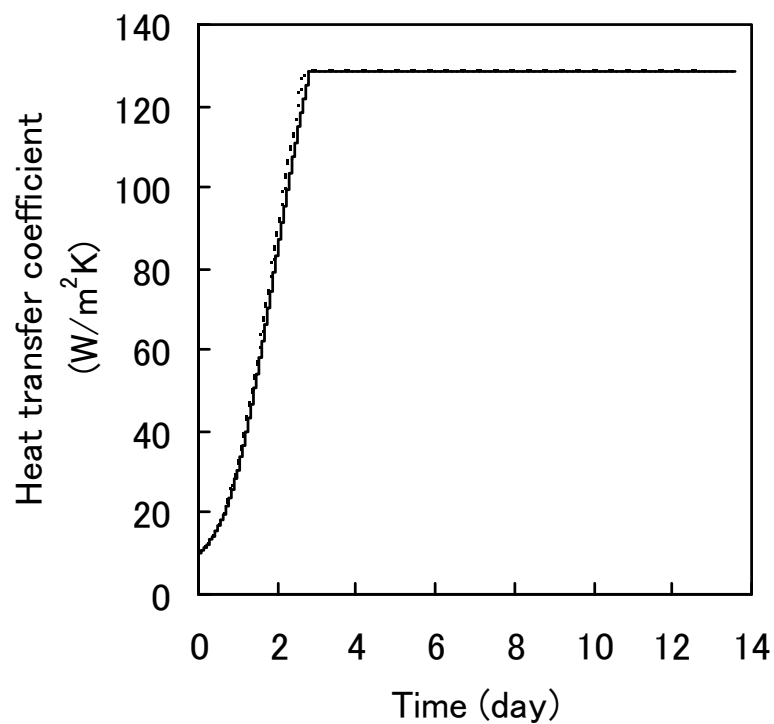


(b) 温度

図 5.27 (1/2) 1F4 プール (注水なし, 破線は $Q_R = 0$)

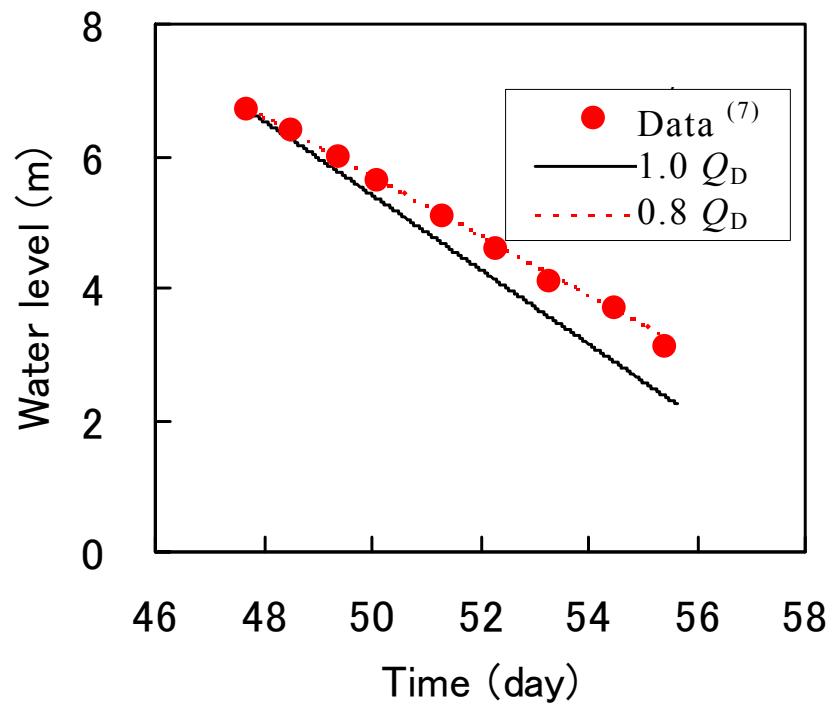


(c) ラック上端からの水位

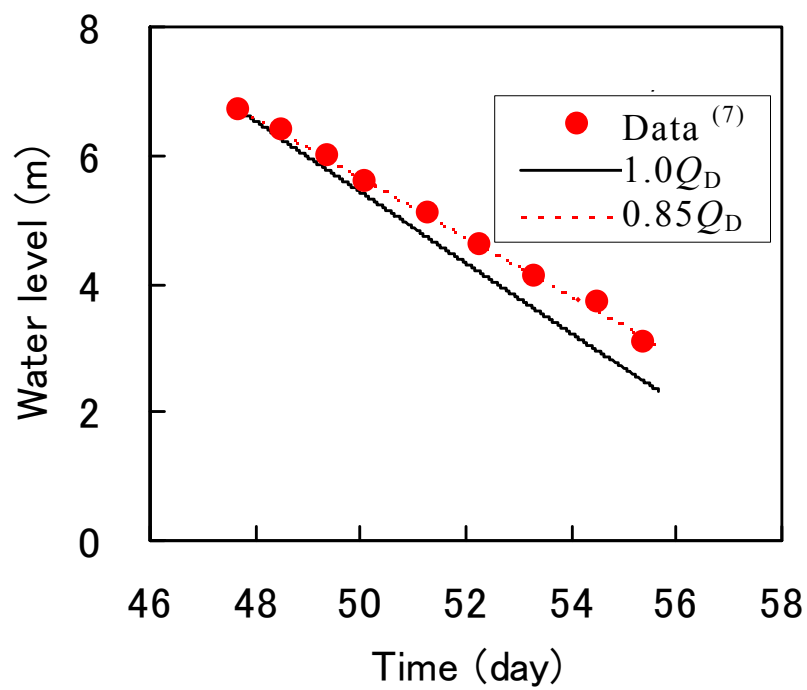


(d) 蒸発熱伝達率

図 5.27 (2/2) 1F4 プール (注水なし, 破線は $Q_R = 0$)

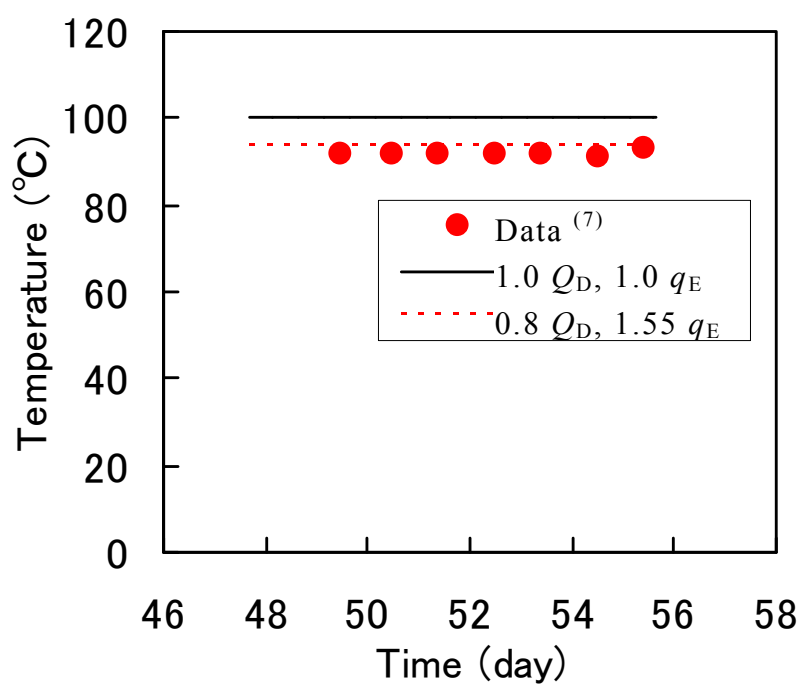


(a) $Q_R = 0$

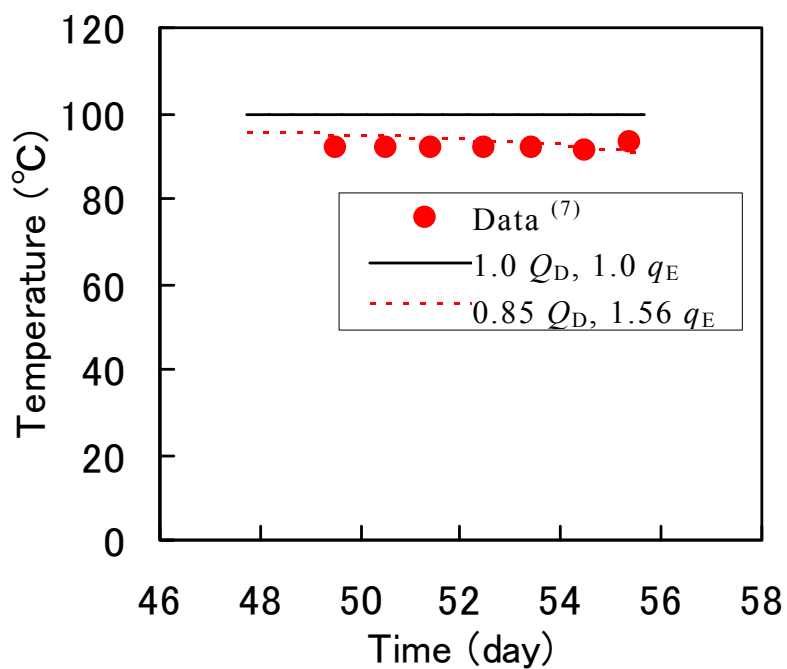


(b) $Q_R > 0$

図 5.28 注水がない期間中のラック上端からの水位 (1F4 プール)



(a) $Q_R = 0$



(b) $Q_R > 0$

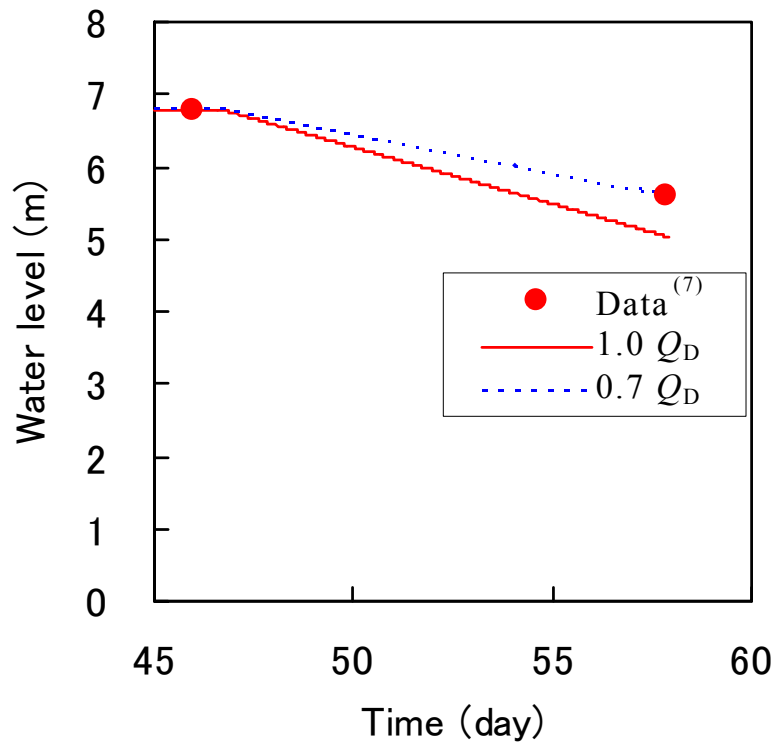
図 5.29 注水がない期間中の水温 (1F4 プール)

(b) 3号機プール

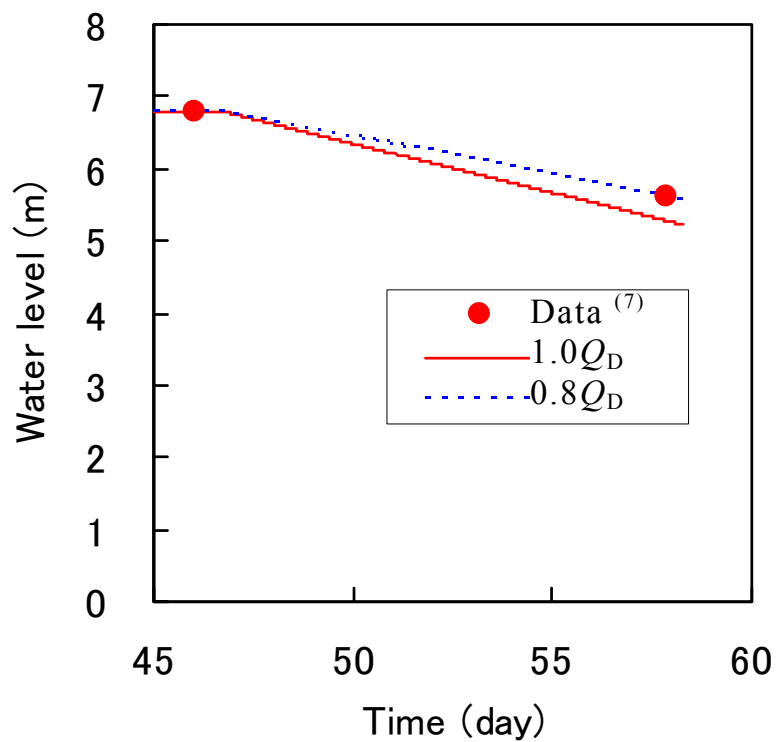
図 5.30 に注水がない期間中の水位低下を放射伝熱なし ($Q_R = 0$) と比較して示す. 計算値は水位低下率を過大評価し崩壊熱予測を過大評価している. 放射伝熱なし ($Q_R = 0$) では崩壊熱予測値を 0.7 倍 ($0.7 Q_D$) すると測定値と一致するのに対し, 放射伝熱を考慮 ($Q_R > 0$) すると崩壊熱予測値の 0.8 倍 ($0.8 Q_D$) で測定値と一致した.

図 5.31 に注水がない期間中の平均水温を放射伝熱なし ($Q_R = 0$) と比較して示す. $Q_R > 0$ では $1.0 Q_D$ かつ $1.0 q_E$ の場合には平均水温を高く評価している. $0.8 Q_D$ かつ $1.0 q_E$ の場合でも平均水温を高く評価している. これは蒸発熱流束を小さく評価していることを示している. 放射伝熱なし ($Q_R = 0$) では崩壊熱を 0.7 倍 ($0.7 Q_D$) して蒸発熱流束を 2.3 倍 ($2.3 q_E$) すると測定値と一致し, 放射伝熱を考慮 ($Q_R > 0$) した場合には崩壊熱を 0.8 倍 ($0.8 Q_D$) して蒸発熱流束を 2.3 倍 ($2.3 q_E$) すると測定値と一致した.

図 5.30 と図 5.31 の結果は, 1F3 プールに対しても 1F4 プールと同様に, 放射伝熱を考慮するか否かは崩壊熱の検証結果には影響するが, 蒸発熱流束の検証結果には影響しないことを示している.



(a) $Q_R = 0$



(b) $Q_R > 0$

図 5.30 注水がない期間中のラック上端からの水位 (1F3 プール)

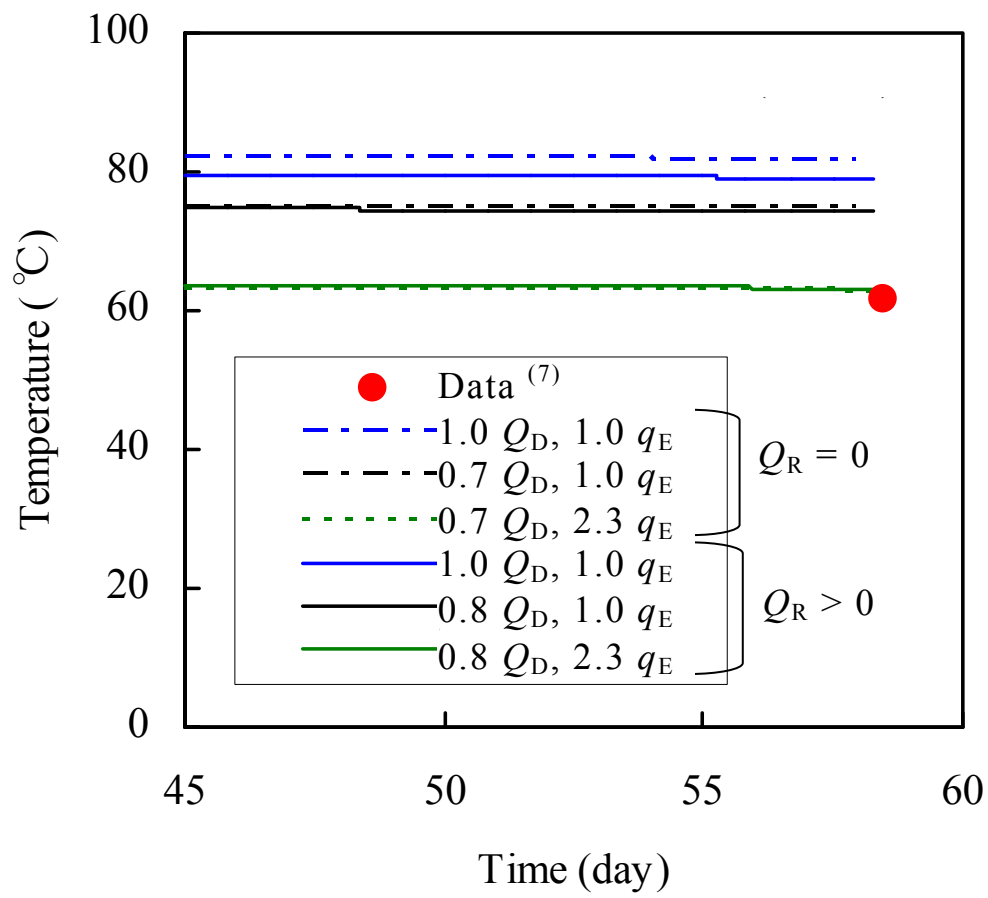


図 5.31 注水がない期間中の水温 (1F3 プール)

(c) 2号機プール

2号機 (1F2) プールでは注水停止期間が短く水位低下率により崩壊熱予測を検証できないことから、崩壊熱がほぼ等しい 1F3 プールにおける崩壊熱検証値 0.8 倍 (放射伝熱なしでは 0.7 倍) を使用した (図 5.30 参照). 注水の影響は崩壊熱から注水のサブクール熱を差し引いて計算した.

図 5.32 に平均水温の計算値を放射伝熱なし ($Q_R = 0$) と比較して示す. 放射伝熱を考慮 ($Q_R > 0$) した場合と放射伝熱なし ($Q_R = 0$) の場合のいずれも、崩壊熱と蒸発熱流束が等倍 ($1.0 Q_D, 1.0 q_E$) における計算値は平均水温を高く評価し、蒸発熱流束を小さく評価している. 放射伝熱なし ($Q_R = 0$) では崩壊熱を 0.7 倍 ($0.7 Q_D$) して蒸発熱流束を 1.9 倍 ($1.9 q_E$) すると測定値と一致するのに対し、放射伝熱を考慮 ($Q_R > 0$) した場合には崩壊熱を 0.8 倍 ($0.8 Q_D$) して蒸発熱流束を 1.95 倍 ($1.95 q_E$) すると測定値と一致した. $Q_R > 0$ における蒸発熱流束の倍率 1.95 が $Q_R = 0$ における倍率 1.9 より若干大きいのは、 $0.8 Q_D, 1.0 q_E$ ($Q_R > 0$) における平均水温が $0.7 Q_D, 1.0 q_E$ ($Q_R = 0$) における平均水温より若干高いことにより、崩壊熱補正の倍率の違い (評価誤差) によるものである.

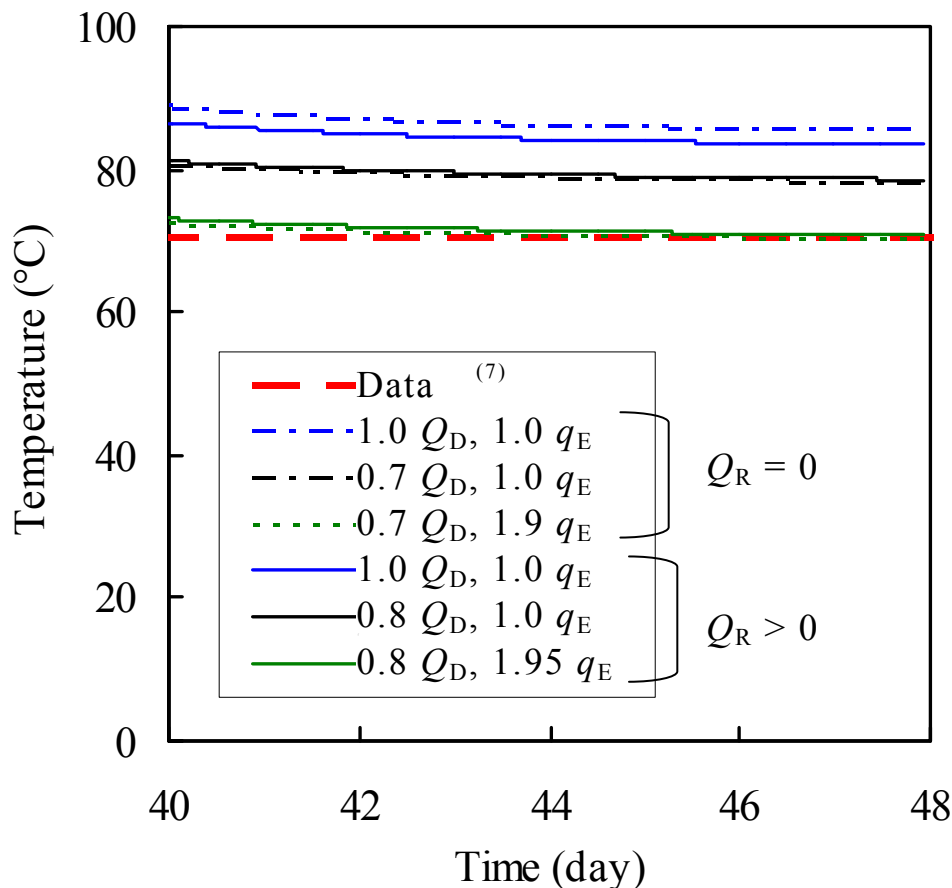


図 5.32 注水期間中の水温 (1F2 プール)

5.5.3 放射伝熱の影響に関する考察

図 5.33 に 1F2, 1F3, 1F4 プールに対する ORIGEN 2.2⁽²⁾ で計算した崩壊熱 Q_D と水位低下率測定値に合うように調整した崩壊熱との比較を示す. ORIGEN 2.2 による崩壊熱の計算値は全て大きく予測したが, 小さい崩壊熱ではこの大きく予測する程度が大きくなっている. 放射伝熱を無視した場合より放射伝熱を考慮した場合のほうが, ORIGEN 2.2 で計算した崩壊熱と測定値に合うように調整した崩壊熱 Q_D の差は小さくなっている.

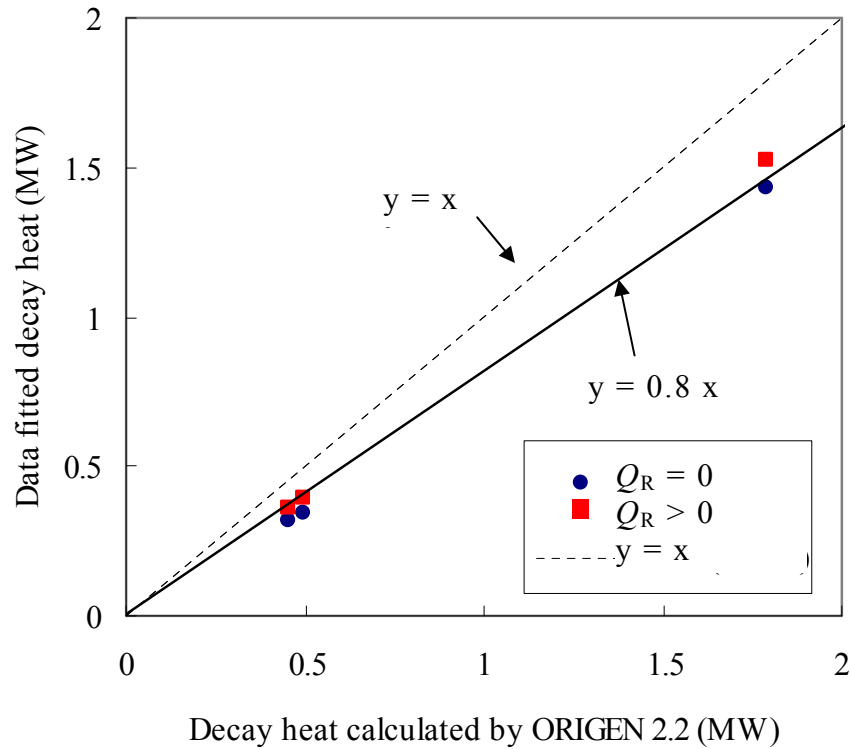


図 5.33 ORIGEN 2.2 による崩壊熱計算値とデータフィット値との比較

図 5.34 に相関式(3.15) と(3.16) で計算した蒸発熱流束 q_E と水温測定値に合うように調整した蒸発熱流束 q_E との比較を示す. 放射伝熱の有無は蒸発熱流束に影響せず, 水温測定値に合わせた蒸発熱流束 q_E は相関式(3.15) と(3.16) で計算した蒸発熱流束 q_E の約 1.7 倍であった.

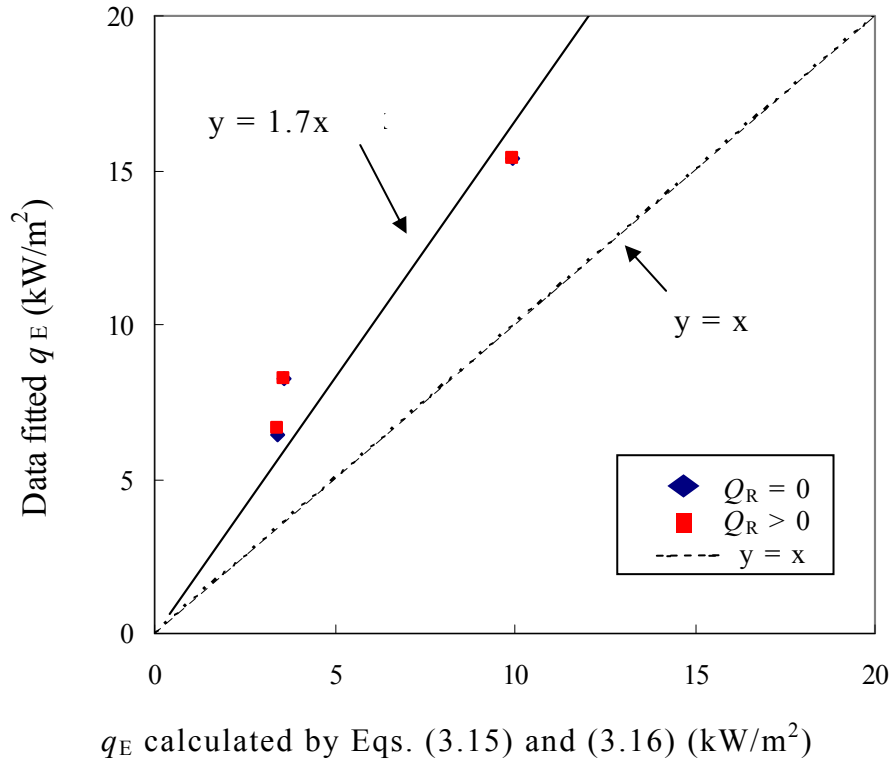


図 5.34 相関式(3.15) と(3.16) による蒸発熱流束計算値とデータフィット値との比較

図 5.33 と図 5.34 から, 崩壊熱予測の誤差は燃焼度条件の差を含めて約 20% で, 蒸発熱流束予測の誤差は約 70%であることが分かる. この福島第一原子力発電所のデータには測定条件などの不確かさがあるが貴重な測定結果であり, 本研究結果を反映して自然対流蒸発に対する相関式を改良することが望まれる.

図 5.35 に福島第一原子力発電所の水温測定値に一致するように求めた自然対流蒸発熱流束を相関式(3.15) と(3.16) および Fujii ら⁽¹²⁾ の相関式とともに示す. Fujii らによる相関式は, 伝熱面積 0.034, 0.29 m², 圧力 0.1~0.32 MPa, 滞留空気中における測定値に基づいており, 蒸気分圧比 (P_{s0}/P) と熱流束はほぼ本研究の適用範囲内であるが, 水温が高く ($T_w \geq 100^\circ\text{C}$) 蒸気分圧 P_{s0} の値が高い. 水温測定値に一致するように求めた蒸発熱流束の値は, Fujii らによる相関式と相関式(3.15) および(3.16) との間にあり, Fujii らによる相関式に近い値になった.

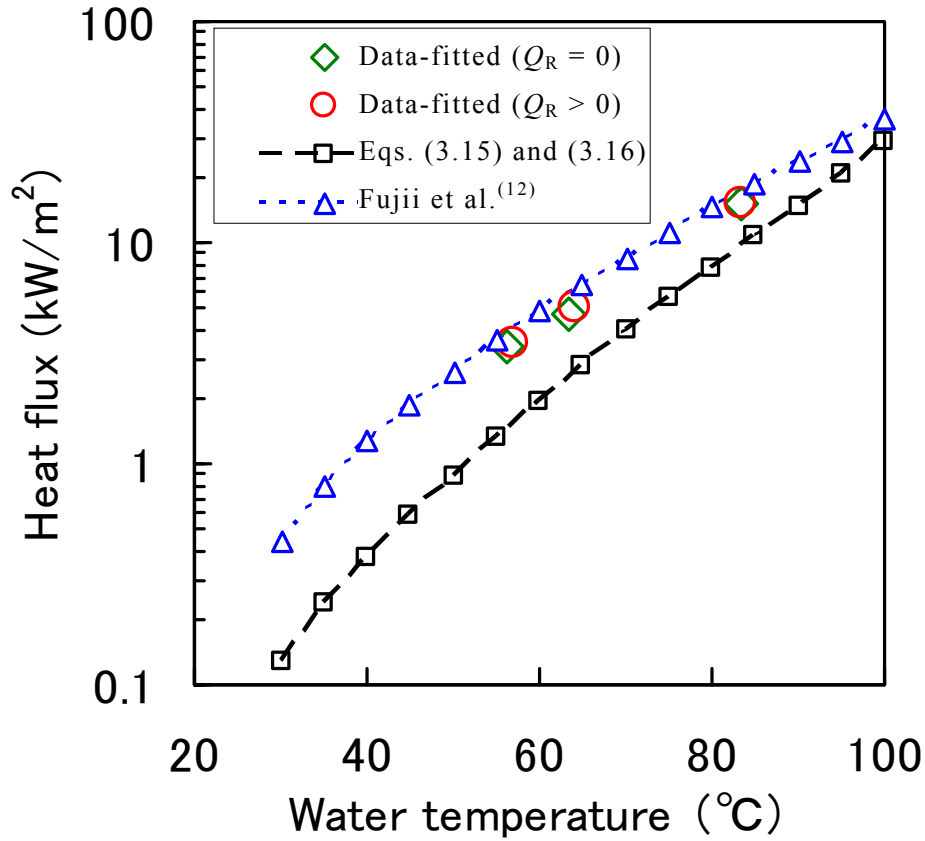


図 5.35 蒸発熱流束

Fujii らの実験における伝熱面積 $0.034, 0.29 \text{ m}^2$ と SFP における伝熱面積 120 m^2 とで蒸発熱流束が近い値になったことは興味深い．相似則に基づく相関式(3.15) と(3.16) における熱流束 $q_{E,nc}$ と伝熱面長さ l との関係は次のようになる．

$$q_{E,nc} \propto l^{0.2} \quad (5.10)$$

伝熱面積 0.034 m^2 での代表長さは $l_s = 0.2 \text{ m}$, SFP での代表長さは $l_L = 11 \text{ m}$ であり, 式(5.10) を用いると熱流束の比は $(q_{E,L}/q_{E,S}) = (11/0.2)^{0.2} = 2.2$ になる．この 2.2 倍と図 5.35 の結果 (約 0.8 倍) から伝熱面の代表長さを含まない蒸発熱流束相関式の方が適していると考えられる．ただし, Fujii らの実験では水温が 100°C 以上であり本研究での適用範囲外であることに留意する必要がある, 自然対流蒸発熱流束相関式の改良は今後の課題である．

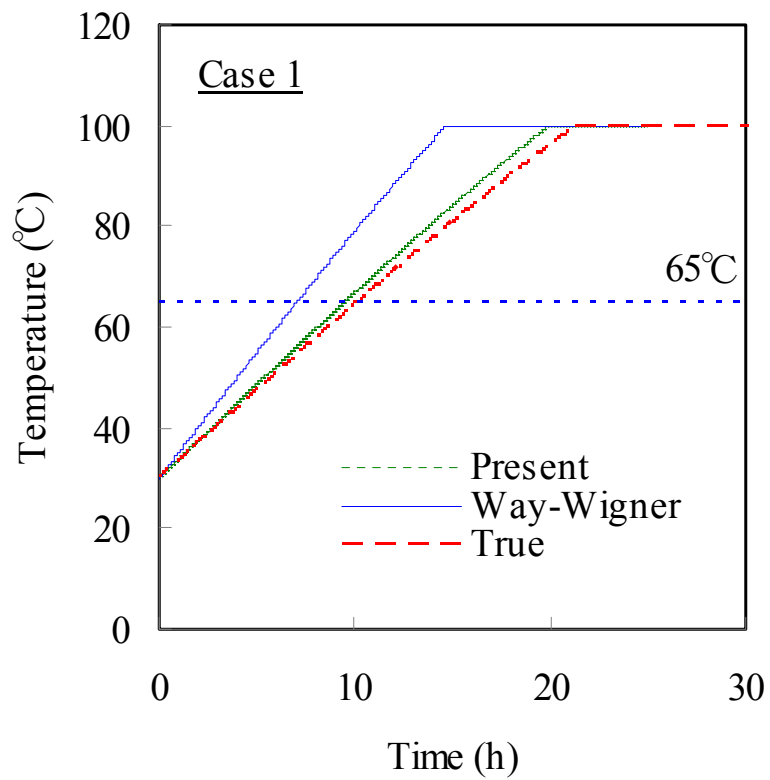
5.6 本予測手法の効果と精度に関する考察

本節では本研究で提案している予測手法を従来の方法に変えて用いることによる効果とその予測精度について検討を行ない、今後の検討課題を整理した。

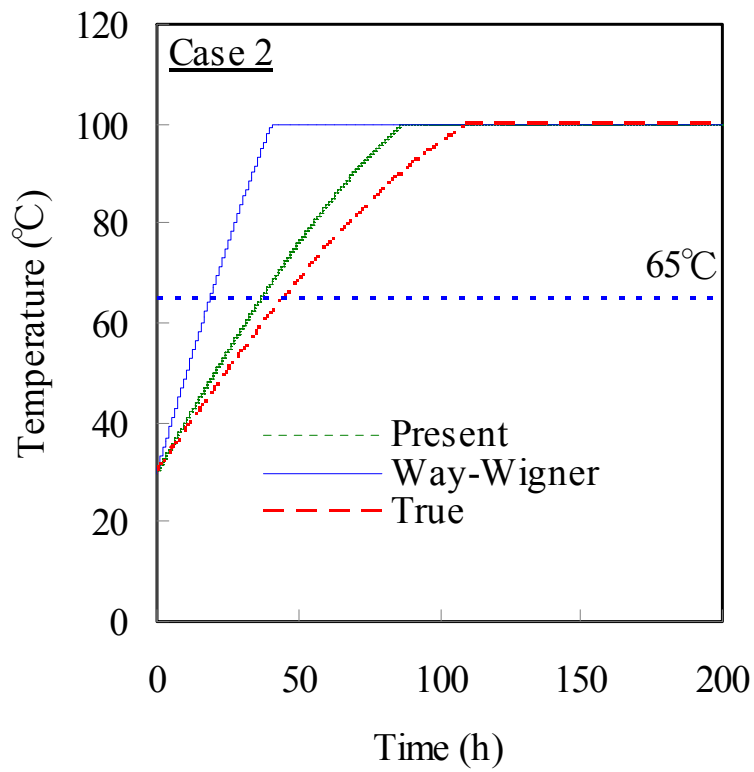
5.6.1 本予測手法の効果

本研究で提案した使用済燃料ピットの水温と水位の予測手法を従来法と比較して効果を定量的に評価するには、従来法を用いて照射済燃料集合体の崩壊熱を予測する必要がある。そこで、第 5.3.2 項と同様に Way-Wigner 相関式⁽¹³⁾ による従来法での崩壊熱予測値と ORIGEN 2.2 による本手法での崩壊熱予測値を用いて、全交流電源喪失時における水位低下を計算し、本手法による改善効果について検討する。Way-Wigner 相関式を用いた崩壊熱予測値は、ORIGEN 2.2 による崩壊熱計算値の 1.35 倍 (Case 1)、1.91 倍 (Case 2) である。崩壊熱の真値は不明であるため、水温上昇率が測定値と一致する ORIGEN 2.2 による崩壊熱計算値の 0.93 倍 (Case 1) と 0.83 倍 (Case 2) を真値と仮定する。通常時の水温管理値は 65℃であり、65℃を超えると事故条件になる。この場合、照射済燃料集合体の健全性を維持できる水位であるラック上端 (約 4.5 m) に低下するまでの時間が評価の目安になる。そこで、水温が 65℃に到達する時間と水位が 4.5 m (ラック上端) まで低下する時間で比較する。

崩壊熱を真値 (仮定)、本手法、従来法で計算した全交流電源喪失時の平均水温の比較を図 5.36 に、水位の比較を図 5.37 に示す。水温の初期値は 30℃である。水温が 65℃に到達する時間と水位が 4.5 m (ラック上端) まで低下する時間を真値に対する比で表 5.3 に示す。水温が 65℃に到達する時間は真値に対して、Way-Wigner 相関式を用いた従来法では 69% (Case 1) と 42% (Case 2)、本手法では 94% (Case 1) と 82% (Case 2) になっており、真値に対する過小評価は本手法により 31% から 6% (Case 1) および 58% から 18% (Case 2) に改善された。つまり予測誤差が約 1/5.2 (Case 1)、約 1/3.2 (Case 2) に減少した。本手法での 94% (Case 1) と 82% (Case 2) は上述の真値に対する ORIGEN 2.2 による崩壊熱の比とほぼ一致する。一方、水位が 4.5 m (ラック上端) まで低下する時間は真値に対して、Way-Wigner 相関式を用いた従来法では 73% (Case 1) と 43% (Case 2)、本手法では 94% (Case 1) と 83% (Case 2) になっており、真値に対する過小評価は本手法により 27% から 6% (Case 1) および 57% から 17% (Case 2) に改善された。つまり予測誤差が約 1/4.5 (Case 1)、約 1/3.4 (Case 2) に減少した。

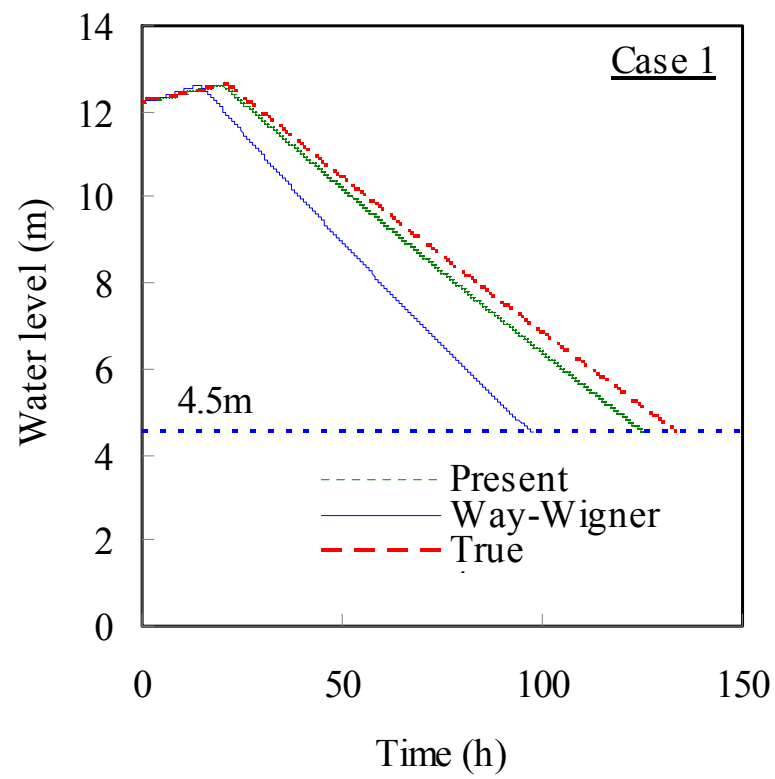


(a) Case 1

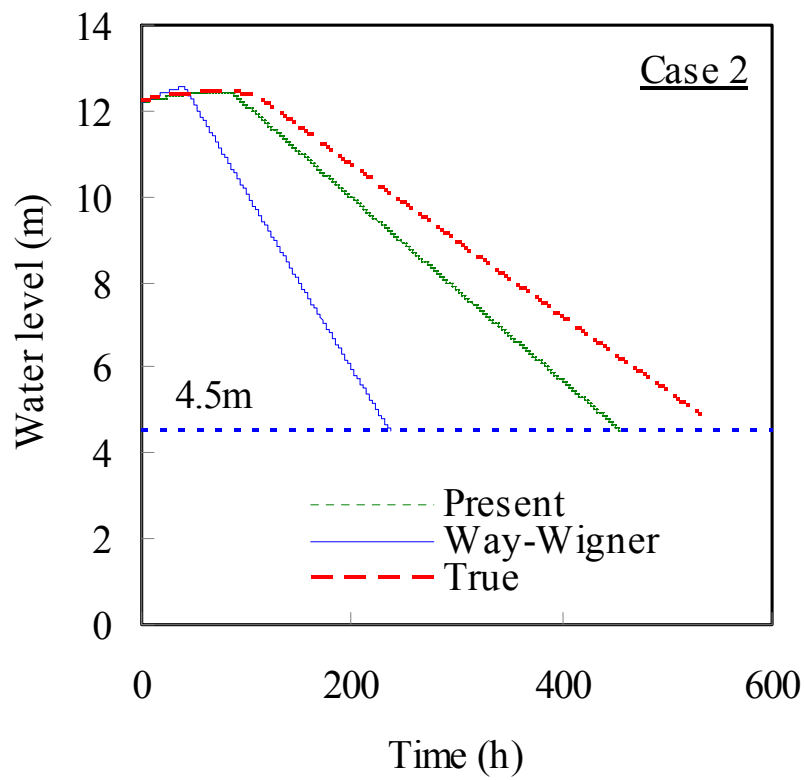


(b) Case 2

図 5.36 全交流電源喪失時の平均水温の比較



(a) Case 1



(b) Case 2

図 5.37 全交流電源喪失時の水位の比較

表 5.3 真値に対する時間比

		水温管理値 (65℃) に達する時間比	ラック上端 (4.5 m) に達する時間比
Case 1	従来法*	0.69	0.73
	本手法	0.94	0.94
Case 2	従来法*	0.42	0.43
	本手法	0.82	0.83

(* Way-Wigner 相関式⁽¹³⁾ を用いた崩壊熱の計算)

5.6.2 本予測手法の精度

第 5.3.2 項では浄化冷却設備停止時を対象として、本研究で提案した予測手法は浄化冷却設備再起動時の水温に到達するまでの時間を 6% (Case 1) および 32% (Case 2) 安全側に評価することを示した。ここでは、全交流電源喪失時を対象として、本手法の予測精度と安全裕度について検討する。第 5.6.1 項と同様に、水位低下率と温度上昇率が福島第一原子力発電所における測定値と一致する崩壊熱と蒸発熱流束を用いた計算値を真値と仮定する。ORIGEN 2.2 による崩壊熱計算値に対する倍率および相関式(3.15) と(3.16) による蒸発熱流束計算値に対する倍率は、2 号機プールではそれぞれ 0.7 倍と 1.9 倍 (図 5.24 参照), 3 号機プールではそれぞれ 0.7 倍と 2.3 倍 (図 5.21 参照), 4 号機プールではそれぞれ 0.8 倍と 1.55 倍 (図 5.18 参照) である。第 5.6.1 項と同様に、水温が 65℃に到達する時間と水位が 4.5 m (ラック上端) まで低下する時間について、本手法による予測値 (崩壊熱および蒸発熱流束とも 1.0 倍) と真値 (仮定) とを比較する。水温の初期値は 30℃である。

表 5.4 には平均水温が管理値 (65℃) に達するまでの日数を示し、表 5.5 にはピット水位がラック上端にまで低下するまでの日数を示す。また、平均水温と水位の比較を図 5.38, 図 5.39 および図 5.40 に示す。3 つのプールとも、測定値に一致する倍率を用いた真値に比べ本手法のほうがラック上端まで水位低下する時間を約 25%程度短く評価する結果となっている。これは ORIGEN 2.2 による崩壊熱計算値と導出した蒸発熱流束相関式により計算された蒸発熱流束とを用いて求めた本手法による水温と水位の予測が安全側の評価であることを示している。

3 号機プールの条件では平均水温の真値は 65℃に達していない。平均水温が 65℃に到達する時間は真値に対して、2 号機プールでは 49%, 4 号機プールでは 76%であり、それぞれ 51%, 24%安全側に評価した。また、水位が 4.5 m (ラック上端) まで低下する時間は真値に対して、2 号機プールでは 72%, 3 号機プールでは 73%, 4 号機プールでは 79%であり、それぞれ 28%, 27%, 21%安全側に評価した。

上記の結果は、ラック上端まで水位が低下する時間は崩壊熱にほぼ比例すること、および崩壊熱が小さい場合には蒸発熱流束が水温に大きく影響することを示

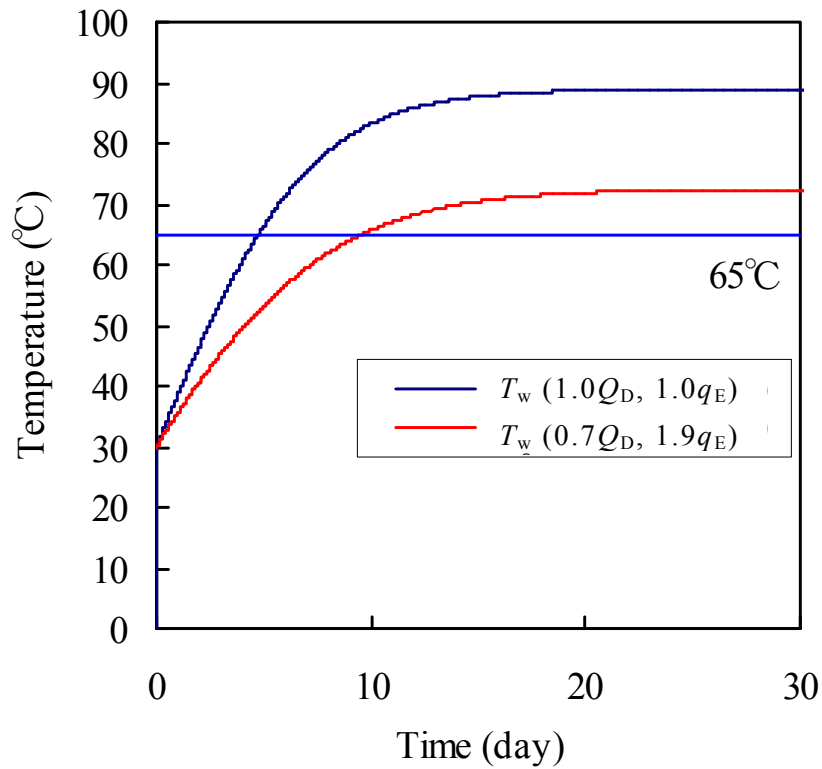
している。

表 5.4 平均水温が管理値 (65°C) に達するまでの日数

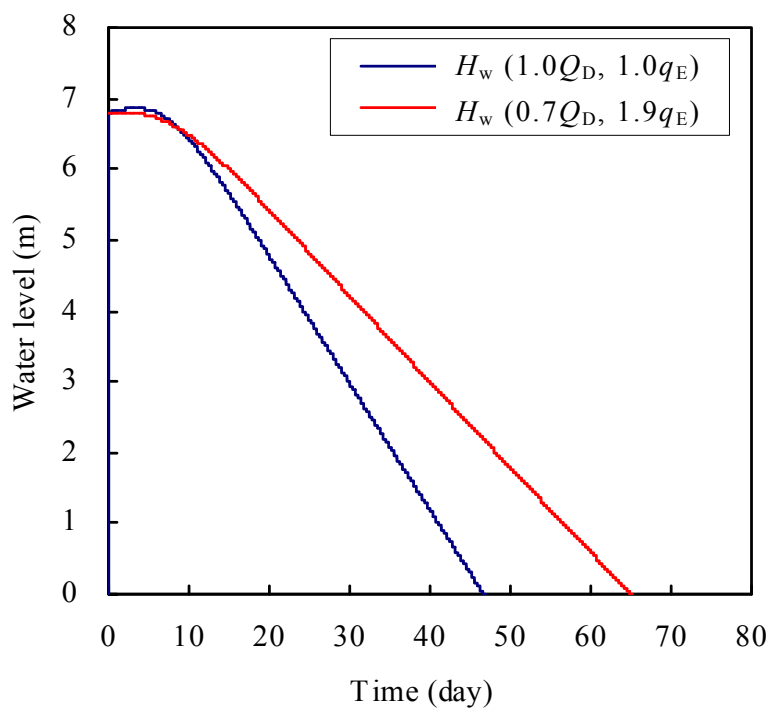
	本手法 [A] (1.0 Q_D , 1.0 q_E)	真値 [B] (倍率)	A/B の値
1F2 プール	4.7 日	9.6 日 (0.7 Q_D , 1.9 q_E)	0.49
1F3 プール	6.1 日	65°Cに達しない (0.7 Q_D , 2.3 q_E)	-
1F4 プール	1.1 日	1.4 日 (0.8 Q_D , 1.55 q_E)	0.76

表 5.5 ピット水位がラック上端にまで低下するまでの日数

	本手法 [A] (1.0 Q_D , 1.0 q_E)	真値 [B] (倍率)	A/B の値
1F2 プール	47.8 日	66.7 日 (0.7 Q_D , 1.9 q_E)	0.72
1F3 プール	53.8 日	73.7 日 (0.7 Q_D , 2.3 q_E)	0.73
1F4 プール	13.1 日	16.6 日 (0.8 Q_D , 1.55 q_E)	0.79

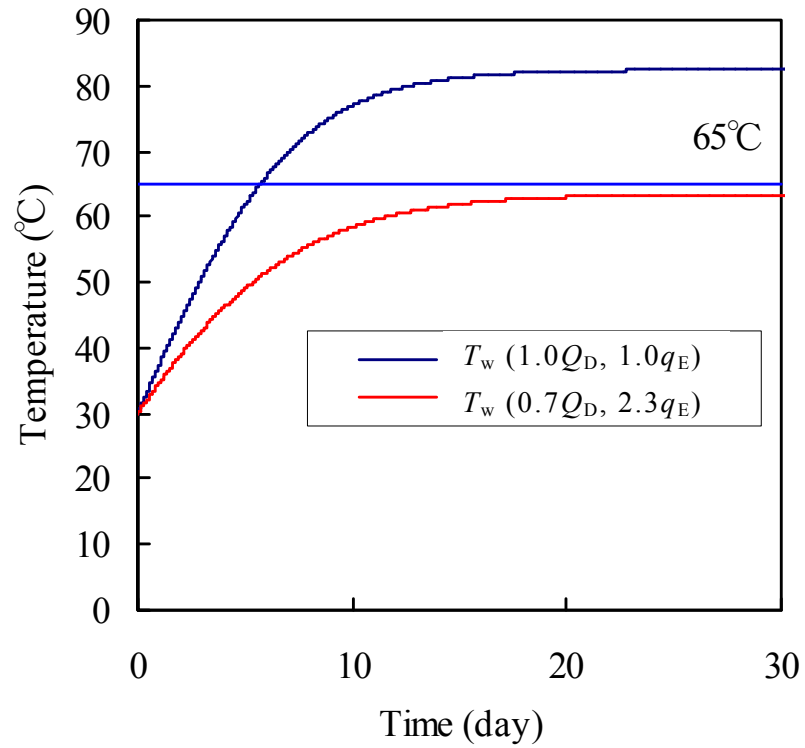


(a) 平均水温

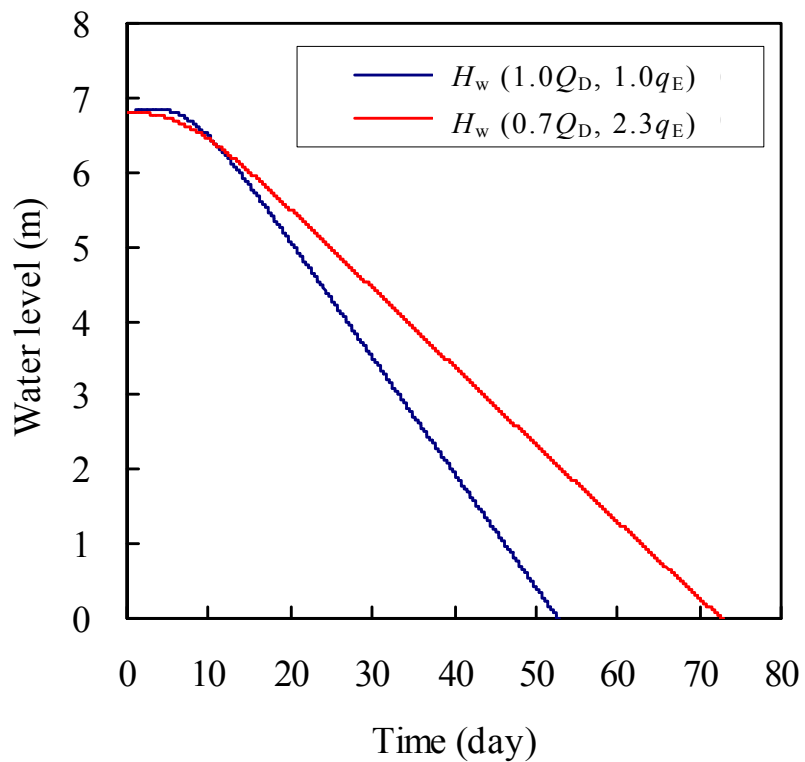


(b) ラック上端からの水位

図 5.38 倍率を用いた場合 (真値) と用いない場合 (本手法) との比較 (1F2 プール)

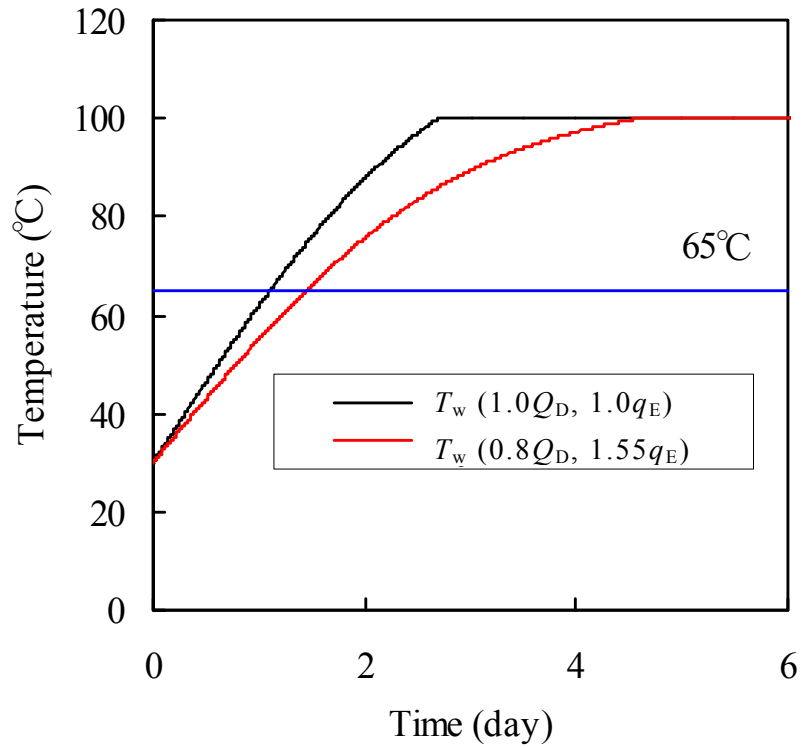


(a) 平均水温

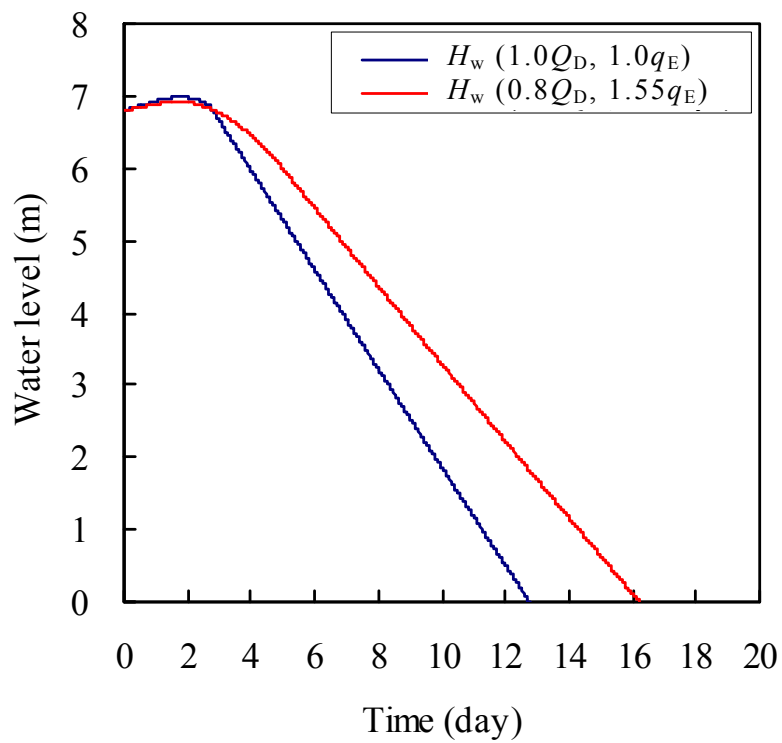


(b) ラック上端からの水位

図 5.39 倍率を用いた場合 (真値) と用いない場合 (本手法) との比較 (1F3 プール)



(a) 平均水温



(b) ラック上端からの水位

図 5.40 倍率を用いた場合 (真値) と用いない場合 (本手法) との比較 (1F4 プール)

5.6.3 予測精度への影響因子

予測精度への影響因子として、SFPの寸法は計算結果に有意な影響を及ぼさないことを第5.3.1項の図5.7と図5.8に示した。予測結果に最も影響するのは、第5.6.1項および第5.6.2項に示したように、崩壊熱の予測である。また、蒸発熱流束の計算は、第5.4.2項に示したように、水温に大きく影響するが水位への影響は比較的小さい。放射伝熱は、第5.5節に示したように、蒸発伝熱量の1/10以下であり水温予測への影響は小さいが、蒸発に影響しない放熱であるため水位低下を抑制する(図5.27(c)参照)。放射伝熱が及ぼす予測誤差は第5.6.1項および第5.6.2項に示した予測誤差に含まれている。ここでは、前記以外の予測精度への影響因子として、水圧の影響と自然循環流量について検討する。

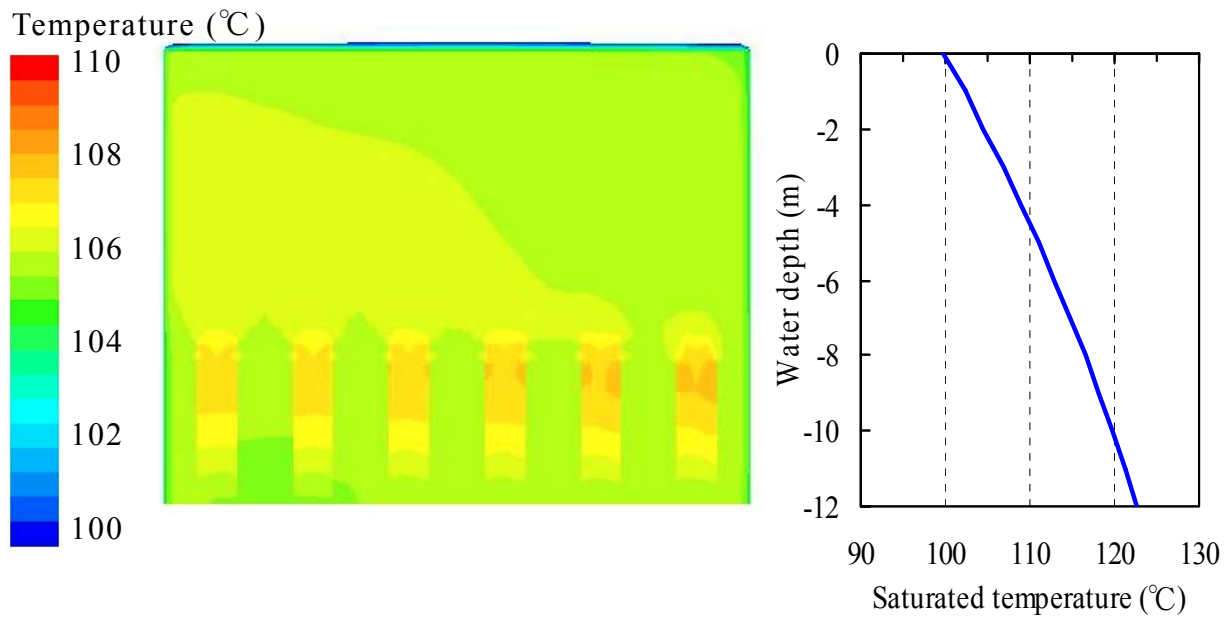
(a) 水圧の影響

全交流電源喪失後46時間と50時間での水温分布の計算結果を図5.41に示す。計算条件は図4.14および図4.15と同じであり、水面での蒸発熱流束は自然対流空気への蒸発熱流束の相関式(3.15)と(3.16)を用いて計算し、崩壊熱 Q_D は5MWとした。水面を含めて大部分の領域で100℃以上になっているが、水単相での計算であり沸騰を考慮していない。しかし、水圧により下方ほど圧力が高くなり沸騰を開始する飽和温度が高くなっており、46時間では大部分の領域で飽和温度以下であり沸騰は生じない。水面近くでのみ飽和温度以上になっており沸騰が生じるのは水面近くに限られる。50時間では水温が飽和温度以上になり沸騰する領域が下方に広がるが上部の1/3程度に限られる。

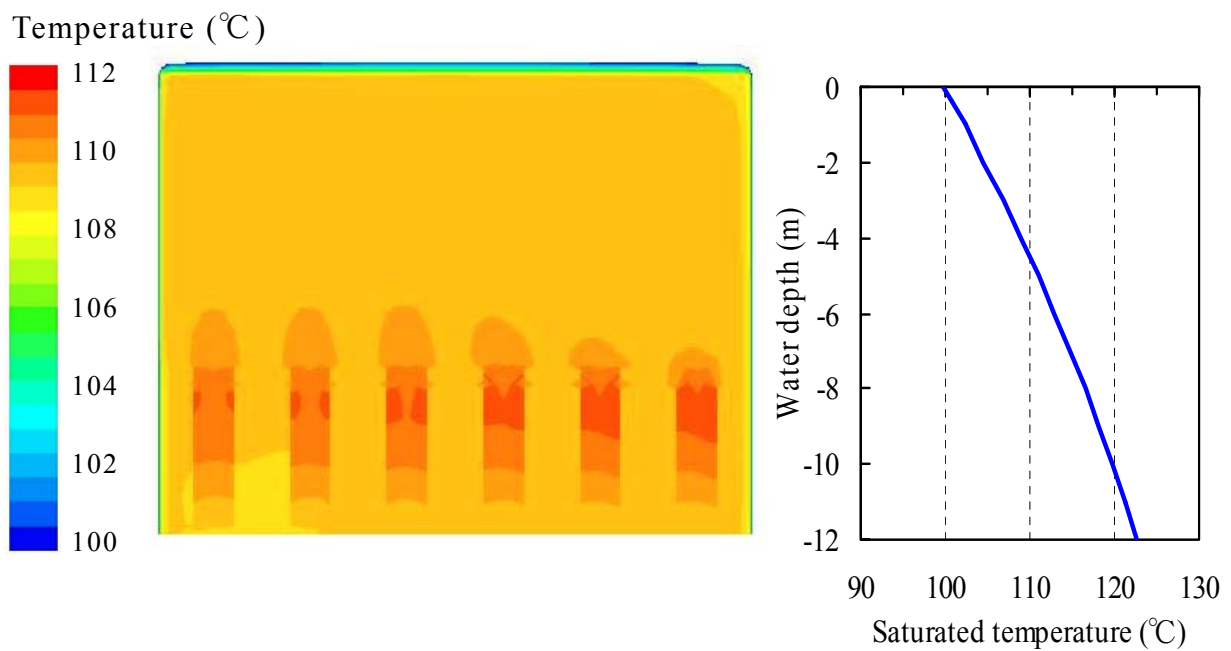
一領域計算モデルと3次元計算との水温の比較を図5.42に示す。一領域計算モデルでは水圧の影響を考慮しておらず100℃で沸騰すると近似しており、平均水温 T_w は100℃で一定になっている。平均水温が100℃になると水面温度 T_{ws} が100℃に急増しているのは、式(5.2)に示したように沸騰後には $T_{ws} = T_w$ と近似したことによる。一領域計算モデルは平均水温90℃以上で若干高く評価しているが100℃までは3次元計算結果とよく一致している。一方、平均水温が100℃を超えると、ピット水の蓄熱量を小さく評価して水位低下を大きく評価することになる。水位低下の過大評価量(つまり水位の過小評価量) dH_w は、100℃を超える蓄熱量に相当する蒸発量から、近似的に次式で計算できる。

$$dH_w = \frac{Cp_w(T_s(H_w/2) - 100)}{h_{fg}} \cdot H_w \quad (5.11)$$

$T_s(H_w/2)$ は水位($H_w/2$)での飽和温度である。水圧により平均水温が100℃を超えるが、100℃で沸騰すると近似したことによる水位の過小評価量を図5.43に示す。通常水位12mでは過小評価量が0.29m(通常水位の2.4%)になるが、水位がラック上端(4.5m)まで低下すると過小評価量は0.04m(通常水位の0.3%)になる。これは、水位が低下するにしたがって水圧の影響は小さくなり、徐々に計算誤差が小さくなることによる。



(a) 46 時間後



(b) 50 時間後

図 5.41 全交流電源喪失条件での水温分布 (崩壊熱 $Q_D = 5$ MW)

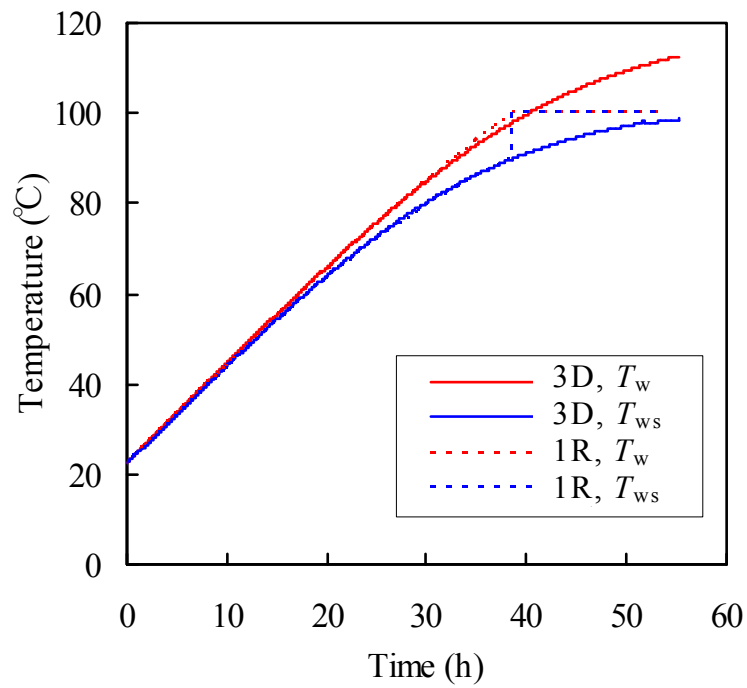


図 5.42 一領域計算モデル (1R) と 3 次元計算 (3D) との水温の比較
(崩壊熱 $Q_D = 5 \text{ MW}$)

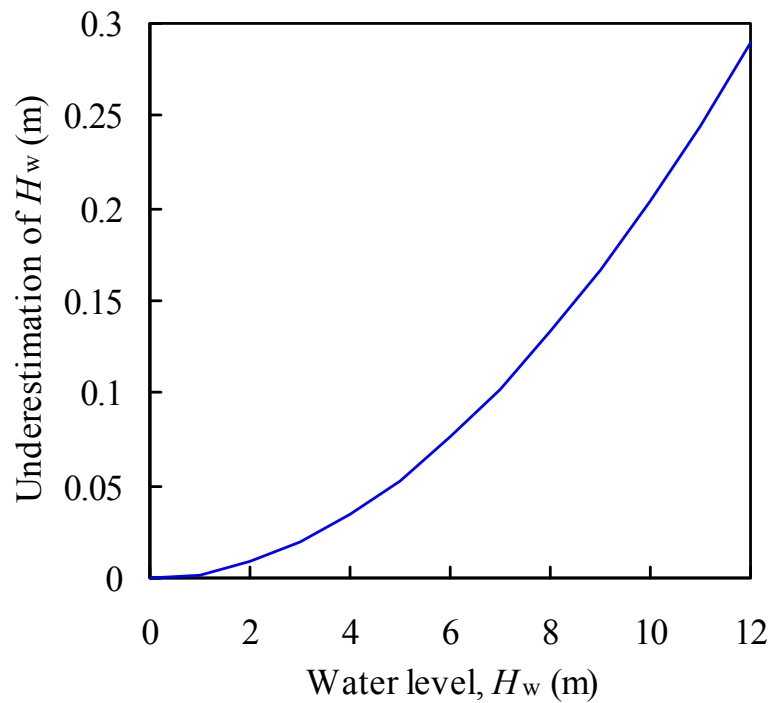
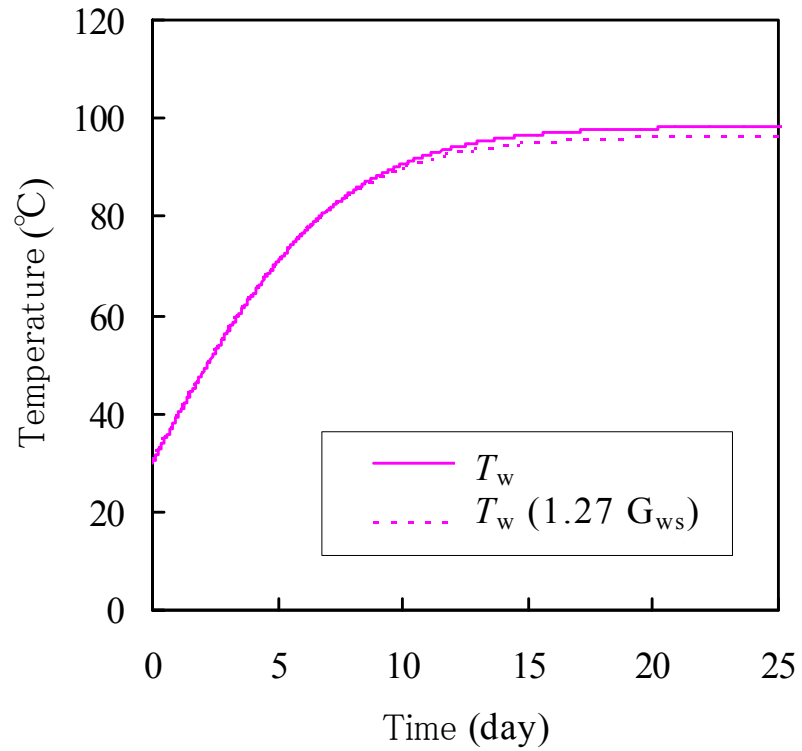


図 5.43 水圧が水位計算に及ぼす影響

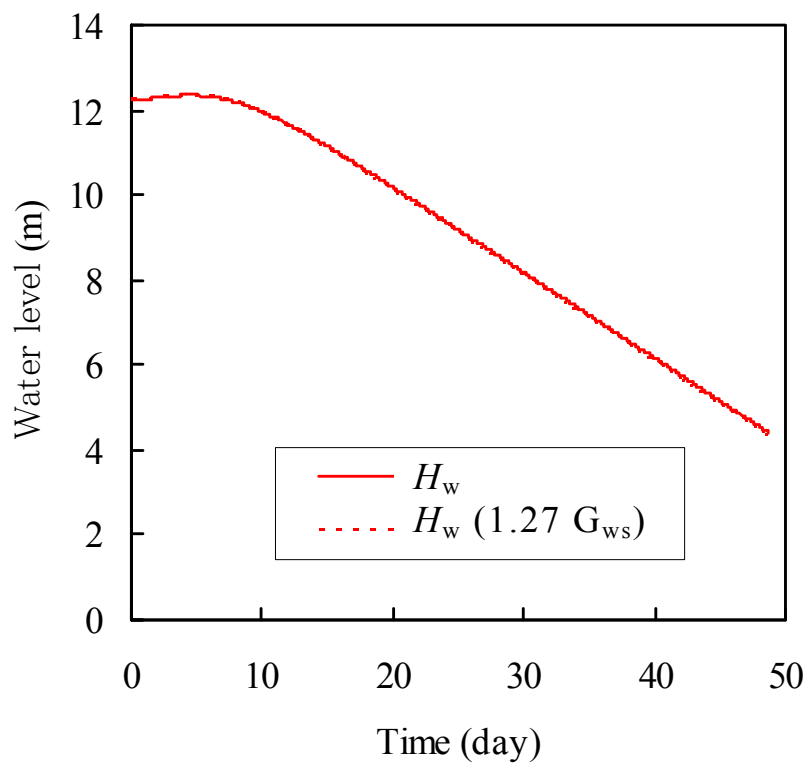
(b) 自然循環流量の影響

式(5.3) で計算する自然循環流量 G_{ws} [kg/s] は図 5.2 と図 5.3 に示すとおり崩壊熱の関数として定義しているが、一領域計算モデルによる計算結果が水面からの蒸発伝熱を含めた 3 次元計算結果に一致するように自然循環流量を求めており、蒸発伝熱量の影響も含んでいる。しかし、崩壊熱が小さいと 3 次元での計算時間が長くなることから、図 5.4 に示したように崩壊熱 1 MW 未満での検証は行っていない。1 MW 以上の高い崩壊熱での蒸発伝熱量は崩壊熱に比べて小さいため、自然循環流量に与える影響は崩壊熱が支配的である。一方、1 MW 未満の低い崩壊熱では崩壊熱と蒸発伝熱量がほぼ等しくなり、SFP 水内の自然循環力は崩壊熱の 2 倍相当となる。そこで 0.9 MW と 0.3 MW の崩壊熱のケースと、その 2 倍の崩壊熱である 1.8 MW と 0.6 MW での自然循環流量を計算した結果、1.8 MW と 0.6 MW での自然循環流量は 0.9 MW と 0.3 MW での自然循環流量のそれぞれ約 1.27 倍と約 1.24 倍となった。図 5.13 (崩壊熱 0.9 MW) と図 5.14 (崩壊熱 0.3 MW) での計算において自然循環流量にこの倍率を掛けて計算した結果を比較して図 5.44 と図 5.45 に示す。自然循環流量 G_{ws} が多くなると式(5.2) より水面温度 T_{ws} が高くなり蒸発伝熱量が Q_E が多くなるため、平均水温 T_w が低くなるが影響は小さい。一方、自然循環流量と蒸発伝熱量は、水位の計算式(5.5) から明らかなように、水位 H_w には直接的な影響を及ぼさない。

図 5.44 と図 5.45 から、崩壊熱の 2 倍相当に対する自然循環流量を与えても 1 MW 未満の低い崩壊熱では平均水温と水位の時間変化に大きな違いは見られなかった。このことは 1 MW 未満という低い崩壊熱においても自然循環流量に式(5.3) を適用できることがわかる。

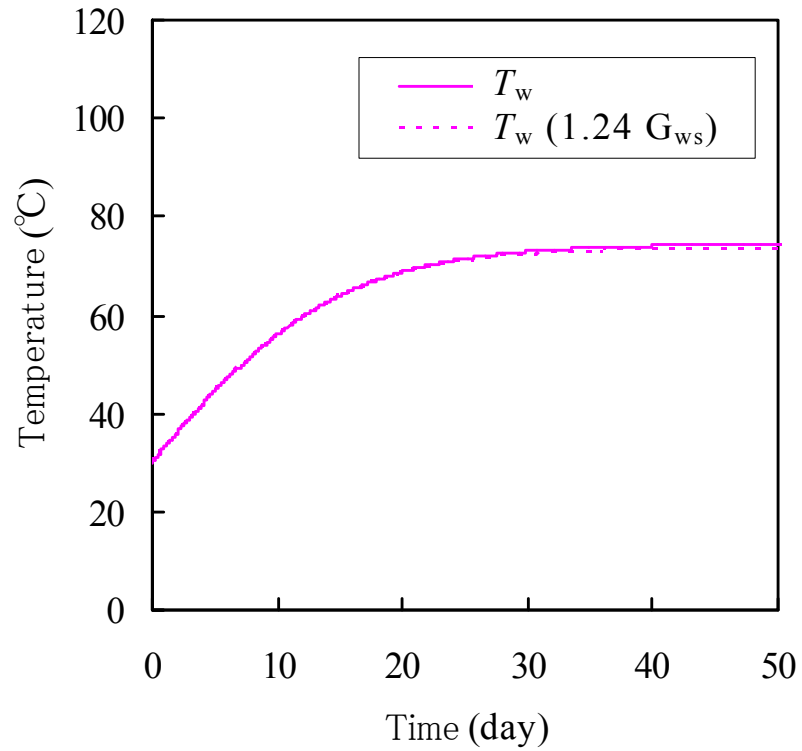


(a) 平均水温

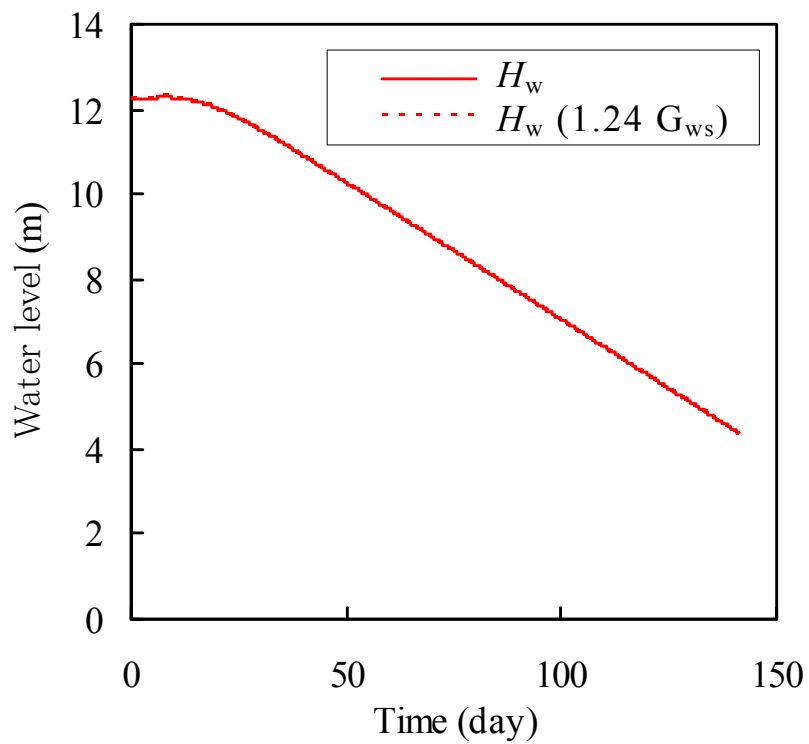


(b) 水位

図 5.44 崩壊熱 2 倍相当の自然循環力を与えた計算結果 (崩壊熱 $Q_D = 0.9$ MW)



(a) 平均水温



(b) 水位

図 5.45 崩壊熱 2 倍相当の自然循環力を与えた計算結果 (崩壊熱 $Q_D = 0.3$ MW)

5.6.4 本予測手法の課題

本研究においては、電源喪失時における使用済燃料ピットの水温と水位の予測手法として一領域計算モデルを開発した。本研究では最適評価を目指したが、浄化冷却設備停止時2ケースと全交流電源喪失時3ケースについて予測結果を検証し、いずれもピット水の温度上昇と水位低下を安全側に評価する結果になった。したがって、本予測手法は電源喪失時におけるアクシデントマネジメントのための実機評価に活用できると考える。

ピット水の温度上昇と水位低下を安全側に評価する要因は長期間冷却された照射済燃料集合体の崩壊熱予測である。本研究では、最大燃焼度 (48 GWd/t もしくは 55 GWd/t) として崩壊熱を計算したが、実際の燃焼度を用いて崩壊熱を計算する必要がある。このためには、ORIGEN 2.2 を用いて燃焼度ごとに計算して崩壊熱テーブルを作成する必要がある。また、本研究ではPWRの燃料集合体のみを対象としており、BWRに適用するにはBWRの燃料集合体に対する計算を行って崩壊熱テーブルを作成する必要がある。

本研究では、伝熱面寸法 1 m 以下での測定値から蒸発熱流束の相関式を導出し、10 m 規模の SFP に適用した。検証結果から、実際の蒸発熱流束は最大で相関式の約 2 倍になる可能性がある。伝熱面寸法 10 m 規模での測定値は極めて少なく十分な検証や相関式の改良には困難が予想されるが、残された課題の一つである。

本研究で開発した一領域計算モデルでは熱放射の影響を考慮していない。また、水圧による飽和温度の上昇を考慮しておらず、100℃で沸騰すると近似している。これらが予測結果に及ぼす影響は大きくはないが、計算モデルとして改良の余地がある。

本予測手法は、電源喪失時におけるアクシデントマネジメント評価への活用を目的としていることから、水位低下により照射済燃料集合体が空気中に露出した場合の燃料温度と燃料健全性の評価は対象外としている。空気中に露出後の照射済燃料集合体の健全性は崩壊熱に依存し、最も崩壊熱が大きい照射済燃料集合体は露出後の数時間で破損すると予測されており⁽¹⁴⁾、5年以上長期間冷却された照射済燃料集合体は空気中に露出しても損傷しないと予測されている⁽¹⁾。このような知見を用いて SFP の照射済燃料集合体が空気中に露出して破損した時に放出される放射エネルギーの予測については、本研究とは別の研究テーマである。

5.7 まとめ

CFD ソフトウェア FLUENT 6.3.26 を用いた 3 次元熱流動解析の結果に基づき、浄化冷却設備停止時の SFP の水温を予測する一領域計算モデルによる水温予測手法を開発し、全交流電源喪失時の SFP の水位予測手法に拡張した。浄化冷却設備停止時には 3 次元解析結果および測定値と比較し、全交流電源喪失時には福島第一原子力発電所における測定結果を用いて検証し、以下の結果を得た。

- (1) 一領域計算モデルによる水温予測は、崩壊熱が大きい場合には 3 次元計算とよい一致を示したが、崩壊熱が小さい場合には 3 次元計算より少し高い値を示した。
- (2) ORIGEN 2.2 による崩壊熱予測値は、長期間冷却され崩壊熱が小さい照射済燃料集合体に対しては、水位低下率を過大評価し、崩壊熱を大きく予測する結果になった。
- (3) 自然対流熱伝達と物質伝達との相似則に基づいて導出された蒸発熱流束の相関式は、水温を高く予測した。水温測定値と一致する計算値を与える蒸発熱流束は、自然対流熱伝達と物質伝達との相似則に基づく相関式による蒸発熱流束の約 1.7 倍であった。
- (4) 熱損失を無視した（断熱）条件による水位予測は、崩壊熱が小さい場合に、熱損失を考慮した場合に比べて水位を高く評価した。これは水温とプール水への蓄熱量を大きく評価するためである。このことは、断熱条件は必ずしも安全側の評価にならないことを示唆している。
- (5) 放射率を大きめに仮定しても放射伝熱量は蒸発伝熱量の 1/10 以下であった。放射伝熱は、水位低下率に影響するが、蒸発熱流束の検証結果には直接影響しないことを確認した。

また、本予測手法の効果と予測精度について考察を行ない、以下の結果を得た。

- (1) Way-Wigner 相関式を用いた崩壊熱計算の従来法と比較して、本予測手法を用いることにより平均水温が管理値 65℃に到達する時間および水位がラック上端まで低下する時間に対する予測誤差を約 1/3～1/5 に減少した。
- (2) 本予測手法は、検証した全てのケースにおいて平均水温が管理値 65℃に到達する時間および水位がラック上端まで低下する時間を短く予測し、安全側の評価であることを確認した。
- (3) 予測精度への影響因子として崩壊熱予測、蒸発熱流束相関式、放射伝熱の他に水圧による飽和温度の上昇があるが、水圧が水位予測に及ぼす影響は通常水位で 2.4%、ラック上端まで水位低下すると 0.3%と小さい。また、ピット水の自然循環力が平均水温と水位の予測に及ぼす影響は小さいことを確認した。

第5章 一領域計算モデルによる水温と水位の予測

今後の課題として、福島第一原子力発電所のデータには測定条件などの不確かさがあり、また、原子炉ウェルの水の漏洩は模擬していないといった計算条件の不確かさがあるが、貴重な測定結果であり、本研究結果を反映して自然対流蒸発に対する熱流束相関式を改良することが望まれる。

開発した一領域計算モデルでは、熱放射の影響を考慮しておらず、また水圧による飽和温度の上昇を考慮しておらず 100°C で沸騰すると近似している。これらが予測結果に及ぼす影響は大きくはないが、計算モデルとして改良の余地がある。

参考文献

- (1) T.E. Collins and G. Hubbard, *Technical Study of Spent Fuel Pool Accident Risk at Decommissioning Nuclear Power Plants*, NUREG-1738, U.S. Nuclear Regulatory Commission (USNRC), (2001).
- (2) S. B. Ludwig and A. G. Croff, *Revision to ORIGEN2 – Version 2.2*, Transmittal memo of CCC-0371/17, Oak Ridge National Laboratory (2002).
- (3) 池内飛鳥, 海老原豊, 小泉安郎, 村瀬道雄, “温水から空気への蒸発を伴う熱伝達に関する研究”, 日本機械学会北陸信越学生会第39回学生員卒業研究発表講演会, No. 712 (2010).
- (4) Y. Koizumi, Y. Ebihara, T. Hirota and M. Murase, “Evaporation Heat Transfer of Hot Water from Horizontal Free Surface”, *Proceedings of The 14th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics*, Toronto, Canada, September 25-30 (2011), NURETH14-39 [CD-ROM].
- (5) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 (改訂第4版), 日本機械学会 (1986), pp. 68-70.
- (6) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 (改訂第4版), 日本機械学会 (1986), pp. 114-117.
- (7) 東京電力(株), 福島第一原子力発電所 東北地方太平洋沖地震に伴う原子炉施設への影響について(平成23年9月).
- (8) Y. Kataoka, T. Fujii, M. Murase and K. Tominaga, “Experimental Study on Heat Removal Characteristics for Water Wall Type Passive Containment Cooling System”, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 31, No. 10 (1994), pp. 1043-1052.
- (9) American Nuclear Society, *Decay Energy Release Rates Following Shutdown of Uranium-Cooled Thermal Reactors*, ANS-5.1-1973 (1973).
- (10) 上原宏明, 宇井淳, 浅香英明, 増原康博, “福島第一原子力発電所事故の熱水力評価 (4) 燃料貯蔵プールの事象解析”, 日本原子力学会 2012 年春の年会 B07, 福井大学 (2012), [CD-ROM].
- (11) 石川一郎, 辻野博之, 平原幹俊, 中野英之, 安田珠幾, 石崎廣, “気象研究所共用海洋モデル (MRI.COM) 解説”, 技術報告第47号, 気象研究所 (2005), pp. 101-109.
- (12) T. Fujii, Y. Kataoka and M. Murase, “Evaporation and Condensation Heat Transfer in a Suppression Chamber of the Water Wall Type Passive Containment Cooling System”, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 33, No. 5 (1996), pp. 374-380.
- (13) K. Way and E. P. Wigner, “The Rate of Decay of Fission Products”, *Physical Review*, Vol. 73, (1948), pp. 1318-1330.
- (14) Pao-Hsiung Chiu, Yan-Ting Lin, Bo-Yan Chen, Chin-Jang Chang and Yea-Kuang Chan, “Numerical investigation of the Spent Fuel Pool under the failure of RHR system”, *Proceedings of The 9th International Topical Meeting on Nuclear Thermal-Hydraulics, Operation and Safety (NUTHOS-9)*, Kaohsiung, Taiwan, September 9-13 (2012), N8P1005 [CD-ROM].

第6章 結 論

6.1 総括的結論

本研究では、原子力発電所の使用済燃料ピット (SFP) の浄化冷却設備停止時や換気空調系停止時におけるピット水の温度上昇と水位低下を適切にかつ簡便に予測できる手法を開発することを目的とした。ピット水の温度上昇と水位低下の予測に対する最も重要な不確かさは崩壊熱と蒸発熱流束の計算であり、これらの評価に重点を置いた。

第2章では、燃焼計算ソフトウェアである ORIGEN 2.2 を用いて燃料仕様ごとに崩壊熱計算を行ない崩壊熱テーブルを整備して、条件に応じて崩壊熱を補間計算できるようにした。ORIGEN 2.2 による崩壊熱計算値は、原子炉から取り出した直後の照射済燃料集合体に対しては ANS-5.1-1973 および AESJ 相関式から計算した崩壊熱と相互により一致を示したが、それ以降時間経過した照射済燃料集合体に対しては最も低い値となった。

第3章では、伝熱面長さ 10 m 規模の SFP 水面から空気への蒸発熱流束を予測することを目的として、伝熱面長さ 0.94 m の測定部 A と 0.30 m の測定部 B で測定された熱流束データを用いて強制対流蒸発に対する相関式を導出するとともに、自然対流熱伝達と物質伝達との相似則を用いて自然対流蒸発に対する相関式を導出した。

- (1) 測定部 B で測定された熱流束データを用いて導出した蒸発熱流束相関式では、熱流束はレイノルズ数(空気流速)の 0.63 乗に比例し蒸気質量分率差 (水面における蒸気質量分率と空気中の蒸気質量分率の差) の 0.88 乗に比例した。
- (2) 測定部 A で測定された熱流束データを用いて、蒸気濃度境界層が発達した相対湿度 100%を対象とする相関式を導出した。この相関式では、伝熱面長さを変数に含まず、熱流束は空気流速の 0.60 乗に比例し蒸気質量分率差の 1.0 乗に比例した。強制対流蒸発に対する熱流束計算にはこの相関式を使用した。
- (3) 測定部 B データから導出した相関式と測定部 A データから導出した相関式は、伝熱面長さ 10 m に対して相互にほぼ一致したことから、これらの相関式は実機ピットに適用できると判断される。
- (4) 相似則に基づく自然対流蒸発に対する相関式は、Fujii らの相関式による熱流束の約 0.3~0.8 倍になったが、同様の水温依存性を示した。また、Fujii らの相関式の適用範囲である 100℃で熱流束が相互にほぼ一致し、比較的妥当な結果を与えていると判断される。

第4章では、浄化冷却設備停止時の SFP の熱損失と水温を評価するために、CFD ソフトウェア FLUENT 6.3.26 を用いてピット水の 3 次元熱流動挙動を計

第6章 結 論

算した。計算においては、第2章で整備した燃焼計算ソフトウェア ORIGIN 2.2 による崩壊熱テーブルと、第3章で導出した水面から換気空気への蒸発熱流束の相関式を用いた。

- (1) 水温は SFP 内ではほぼ一様であり、この結果はピット水を一領域として質量保存式とエネルギー保存式を解く単純な領域モデルによって精度よく平均水温を得ることができることを示唆している。
- (2) ORIGIN 2.2 は、停止した原子炉の炉心から比較的短い時間で取り出された崩壊熱の大きい照射済燃料集合体については崩壊熱を精度よく予測したが、長時間冷却され崩壊熱の小さい照射済燃料集合体については崩壊熱を大きく予測した。
- (3) 導出した強制対流蒸発に対する熱流束相関式は、ピット水の温度上昇率を過大評価した。

第5章では、第4章における3次元熱流動挙動解析の結果に基づき、一領域計算モデルを用いて浄化冷却設備停止時の SFP 水温の予測手法を開発するとともに、全交流電源喪失時の SFP 水位計算に拡張した。3次元計算の平均水温と一領域計算の水温が一致するピット水の自然循環流量を求め、崩壊熱の関数で表し、水面温度を用いて蒸発熱流束を計算できるようにした。開発した一領域計算モデルによる結果は、浄化冷却設備停止時に対しては3次元計算および測定値と比較し、全交流電源喪失時に対しては福島第一原子力発電所における測定結果を用いて検証した。

- (1) 一領域計算モデルによる水温予測は、崩壊熱が大きい場合には3次元計算とよい一致を示したが、崩壊熱が小さい場合には3次元計算より少し高い値を示した。
- (2) 自然対流熱伝達と蒸気の物質伝達との相似則に基づいて導出された蒸発熱流束の相関式は、水温を高く予測した。水温測定値と一致する計算値を与える蒸発熱流束は、相似則に基づく相関式による蒸発熱流束の約1.7倍であった。
- (3) 熱損失を無視した（断熱）条件を用いた水位予測は、崩壊熱が小さい場合には熱損失を考慮した場合に比べて水位を高く評価した。これは水温とプール水への蓄熱量を大きく評価するためである。このことは、断熱条件は必ずしも安全側の評価にならないことを示唆している。

また、本予測手法の効果と予測精度について考察を行った。

- (1) 本予測手法を用いることによって、従来法と比較し、平均水温が管理値に到達する時間および水位がラック上端まで低下する時間に対する予測誤差が従来法と比較して減少する効果が認められた。
- (2) 水圧による飽和温度の上昇が水位予測に及ぼす影響は小さく、またピット水の自然循環力が平均水温と水位の予測に及ぼす影響は小さいことを確認した。

第6章 結 論

上述したように、浄化冷却設備停止時や全交流電源喪失時におけるピット水の温度上昇と水位低下を適切にかつ簡便に予測できる手法を開発した。崩壊熱、水温と水位の予測とも明確な原因（予測条件である燃焼度、相似則に基づいて導出された熱流束相関式）により安全側の評価であることから今後、原子力発電所で活用が可能である。本研究成果の実機適用により、浄化冷却設備の点検や補修時間を従来より長く確保することができる。また、全交流電源喪失事象に対する事故時マニュアルに反映し、原子力発電プラントの信頼性の向上に寄与することが期待される。

6.2 今後の課題

SFPにおける放熱と水温および水位を評価する際の最も重要な不確かさは、発熱源である崩壊熱の計算とピット水面から空気への蒸発熱伝達の計算である。

崩壊熱計算では、長時間冷却された照射済燃料集合体の崩壊熱を大きく予測した。照射済燃料集合体の燃焼度を最大燃焼度として計算したことが崩壊熱を大きく予測した主な原因と考えられる。燃焼度と崩壊熱の計算方法を改善するとともに検証データを蓄積することが望まれる。また、本研究ではPWRの燃料集合体のみを対象としているため、PWR以外の燃料集合体仕様に適用するには当該燃料集合体に対する崩壊熱テーブルを作成する必要がある。

蒸発熱流束の相関式については、対流熱伝達の寄与が小さいことから、蒸発熱流束と対流熱流束を区別しておらず、伝熱機構に対応した相関式の導出が望まれる。また、蒸発熱流束の相関式導出では、伝熱面寸法1 m以下での測定値から10 m規模のSFPに適用した。検証結果から、実際の蒸発熱流束は最大で相関式の約2倍になる可能性がある。伝熱面寸法10 m規模での測定値は極めて少なく十分な検証や相関式の改良には困難が予想されるが、残された課題である。強制対流蒸発熱流束の相関式の比較に用いた測定では水温が低く十分な検証を行えなかった。高温条件における検証データの取得が望まれる。自然対流蒸発熱流束の相関式は福島第一原子力発電所における水温測定値を低く評価した。この福島第一原子力発電所のデータには測定条件などの不確かさがあるが貴重な測定結果であり、本研究結果を反映して相関式を改良することが望まれる。

本研究で開発した予測手法では、放射伝熱を考慮しておらず、また水圧による飽和温度の上昇を考慮していない。これらが予測結果に及ぼす影響は大きくないが、計算モデルとして改良の余地がある。

論文目録

1. レフェリー制のある学術雑誌

- (1) 柳 千裕, 村瀬 道雄, 吉田 至孝, 岩城 隆則, 長江 尚史, 小泉 安郎, “高温水から空気流への蒸発熱流束”, 日本機械学会論文集(B編) Vol. 78, No. 786, (2012), pp. 157-166.
- (2) C. Yanagi, M. Murase, Y. Yoshida, T. Iwaki and T. Nagae, “Evaluation of Heat Loss and Water Temperature in a Spent Fuel Pit”, *Journal of Power and Energy Systems*, Vol. 6, No. 2 (2012), pp. 51-62.
- (3) C. Yanagi, M. Murase, Y. Yoshida, Y. Utanohara, T. Iwaki and T. Nagae, “Numerical Simulation of Water Temperature in a Spent Fuel Pit during the Shutdown of Its Cooling Systems”, *Journal of Power and Energy Systems*, Vol. 6, No. 3 (2012), pp. 423-434.
- (4) 柳 千裕, 村瀬 道雄, 吉田 至孝, 楠木 貴世志, “全交流電源喪失時の使用済燃料ピット水温と水位の予測”, 日本原子力学会和文論文誌 Vol. 11, No. 3, (2012), pp. 193-202.
- (5) C. Yanagi and M. Murase, “One-region Model Predicting Water Temperature and Level in a Spent Fuel Pit during Loss of All AC Power Supplies”, *Journal of Power and Energy Systems*, Vol. 7, No. 1 (2013), pp. 18-31.

2. レフェリー制のある国際会議での講演論文

- (1) M. Murase, C. Yanagi, Y. Yoshida, T. Iwaki and T. Nagae, “Evaluation of Heat Loss and Water Temperature in a Spent Fuel Pit”, 19th International Conference on Nuclear Engineering, Osaka, October 24-25 (2011), ICONE19-43525.
- (2) M. Murase, C. Yanagi, Y. Yoshida, T. Iwaki and T. Kusunoki, “Evaluation of Water Temperature and Level in a Spent Fuel Pit”, 11th International Probabilistic Safety Assessment and Management Conference (PSAM11), Helsinki, June 25-29 (2012), 16S-Tu2-5.
- (3) C. Yanagi, M. Murase and T. Kusunoki, “Effects of Radiation Heat Transfer for Prediction of Water Temperature and Level in Spent Fuel Pit”, 8th Korea-Japan Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety (NTHAS-8), Beppu, December 9-12 (2012), N8P1005.

謝辞

本研究の遂行と本論文の作成にあたり、福井大学大学院工学研究科 村瀬道雄教授（㈱原子力安全システム研究所 技術システム研究所 主席研究員）に深く感謝の意を表します。熱工学全般にわたり初歩的な知識しか持ち得なかった著者が本論文を完成するに至ったのは、全て教授のお陰であります。このような若輩者でありました故、比較的短期間で本論文を書き上げるにあたり、時として厳しいご指導もあり、正直くじけそうな時がありました。しかしモチベーションを維持できたのは、厳しい中にも“技術伝承”、“後進の育成”といった教育者としての信念のもとでの指導であると実感できる機会があったためです。

さらに論文審査委員として望月弘保教授、太田淳一教授には多くのご助言を賜りました。御礼申し上げます。

信州大学の小泉安郎教授、小泉研究室の大学院生と学部生の皆様には蒸発伝熱実験の実施と実験結果の提供をして頂きました。また、小泉教授には蒸発熱流束相関式の導出について有益な議論をして頂きました。

数値解析に際して、㈱原子力安全システム研究所 技術システム研究所の歌野原陽一博士の協力なしには、進めることができませんでした。さらには教授に聞くには初歩的過ぎる内容についても色々教えて頂きました。

さらに㈱原子力安全システム研究所 技術システム研究所の三島所長のご指導のほか、技術支援研究プロジェクトの同僚の皆様にも、多忙な中、論文作成のパソコン操作上でのテクニックを嫌な顔ひとつせず都度教えて頂いたほか、プレゼンテーションの予行演習への参加と想定 QA 対応などを引き受けて頂きましたこと感謝致します。

最後に、妻と娘 2 人の目に見えぬサポートに感謝。